



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

HEIKKI SIRONEN  
SIIRTOLAITTEIDEN HYDRAULIVENTTIILISTÖJEN  
KEHITTÄMINEN  
Diplomityö

Tarkastaja: Professori Jari Rinkinen  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Teknisten tieteiden  
tiedekuntaneuvoston kokouksessa  
14. tammikuuta 2015

## TIIVISTELMÄ

**Heikki Sironen:** Siirtolaitteiden hydrauliventtiilistöjen kehittäminen

Tampereen teknillinen yliopisto

Diplomityö, 90 sivua, 20 liitesivua

Huhtikuu 2015

Konetekniikan koulutusohjelma

Pääaine: Hydrauliteknikka

Tarkastaja: Professori Jari Rinkinen

**Avainsanat:** lohkoventtiili, patruunaventtiili, hydrauliventtiilistö, siirtolaite, hydrodynamiikka

Tämän työn tilaajana on Ab Solving Oy, joka on erikoistunut raskaiden taakkojen siirtämiseen soveltuvien siirtolaitteiden suunnitteluun ja valmistukseen. Työn tärkeimpänä tavoitteena on kehittää tehdasstandardi, jota voidaan käyttää Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydrauliventtiilistöjen toteutukseen siten, että hydrauliventtiilistöjen suunnittelu, logistiikka, asentaminen, käyttö ja huolto tehostuisivat.

Tälle työlle asetettujen vaatimusten mukainen hydrauliventtiilistöjen kehitystyö toteutetaan lohkoventtiileiden avulla, jolloin yksittäisten venttiilistöjen kaikki venttiilit asennetaan samaan lohkorunkoon. Lohkoventtiilien runkojen koneistus ja lohkoventtiileiden kokoonpano suoritetaan Yhdysvaltain Sarasotassa Sun Hydraulics-yhtiön organisoimana. Työssä osoitetaan prototyypeillä, että kyseinen ratkaisu täyttää erittäin hyvin tälle työlle asetetut vaatimukset.

Onnistuneiden prototyyppikokeiden pohjalta muodostetaan lohkoventtiileiden tehdasstandardi, joka kattaa suuren osan Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydrauliventtiilistötarpeista. Kyseistä tehdasstandardia kutsutaan tässä työssä lohkoventtiileiden Solving-standardiksi. Lohkoventtiileiden Solving-standardi koostuu kolmesta pääluokasta, joiden rakenne perustuu Solving Oy:n aikaisempiin hydraulijärjestelmiin.

Tässä työssä esitettäviin seikkoihin vedoten, ehdotetaan, että Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydrauliventtiilistöt toteutettaisiin jatkossa lohkoventtiileiden Solving-standardia maksimaalisesti hyödyntäen. Sen lisäksi ehdotetaan, että Solving Oy:llä jatkettaisiin luvussa 8 esitettyjä hydraulijärjestelmiin liittyviä jatkotutkimuksia.

## ABSTRACT

**Heikki Sironen:** Development of hydraulic valve systems for handling devices  
Tampere University of Technology  
Master of Science Thesis, 90 pages, 20 Appendix pages  
April 2015  
Master's Degree Programme in Mechanical Engineering  
Major: Fluid Power  
Examiner: Professor Jari Rinkinen

**Keywords:** block valve, cartridge valve, hydraulic valve system, handling device, hydrodynamics

The commissioner of this thesis is the Solving company, which is specialized for the design and manufacture of heavy loaded handling devices. The main purpose of this thesis is to develop a factory standard for Solving's wheeled device production. The main target is that the design, logistics, installation, usage and maintenance of the hydraulic valve systems would be more effective in future.

The requirements of this thesis are satisfied by using hydraulic block valves. When using hydraulic block valves, all single cartridge valves are installed in one valve body. The machining of the block bodies and the assemblies of the block valves are accomplished in Sarasota in United States of America, where Sun Hydraulics is responsible for all operations. In this thesis, it is proved by prototypes that the requirements for this thesis can be satisfied very well by using block valve systems.

Successful prototype experiments are used as a basis for the development of a factory standard for hydraulic valve systems. This factory standard covers most of Solving's needs for wheeled device production. The factory standard is called the Solving standard in this thesis. The Solving standard of hydraulic valve systems consists of three main categories that are based on earlier hydraulic systems of Solving-company.

Based on several points outlined in this thesis, it is proposed that the hydraulic valve systems of Solving's wheeled device production will be manufactured by making maximal use of the Solving standard of hydraulic valve systems in future. In addition, it is proposed that Solving will continue to carry out research on its hydraulic systems as presented in chapter 8.

## ALKUSANAT

Tämän diplomityön tilaajana oli Ab Solving Oy, jonka pääkonttori sijaitsee Pietarsaaressa. Ab Solving Oy on erikoistunut raskaiden taakkojen siirtämiseen soveltuvien siirtolaitteiden suunnitteluun ja valmistukseen. Työn tavoitteena oli Ab Solving Oy:n pyöräillisten siirtolaitteiden hydrauliventtiilistöjen kehittäminen. Osoittautui, että tämän työn mukaisen kehitystyön tulos toteuttaa työlle asetetut tavoitteet.

Haluan kiittää Peter Björkiä, Rune Björkiä sekä Bo-Göran Erikssonia siitä, että he mahdollistivat tämän diplomityön tekemisen. Erityiskiitoksen haluan antaa myös työni ohjaajana toimineelle Pekka Joensuulle, joka on omalta osaltaan vaikuttanut erittäin vahvasti siihen, että tämän diplomityön tekeminen on ollut mahdollista. Olen saanut Pekka Joensuulta myös arvokkaita kommentteja työhöni liittyen. Haluan kiittää myös työni tarkastajana toiminutta professori Jari Rinkistä sekä tähän diplomityöhön että aikaisempiin opintoihini liittyen. Professori Rinkisen asenne on ollut erittäin myönteinen ja kannustava koko yliopisto-opintojeni ajan.

Haluan lisäksi kiittää kaikkia Solving Oy:n henkilöstöön kuuluvia henkilöitä myönteisestä ja ymmärtävästä asenteesta diplomityötäni kohtaan. Kiitän lukuisista arvokkaista ohjeista ja neuvoista, joita olen saanut kokeneemmilta työntekijöiltä tämän diplomityön aikana.

Myös PMC Polarteknik Oy:n Kalevi Myllyniemi ja Paul Vuori ansaitsevat suuret kiitokset lohkoventtiiliteknologiaan liittyvistä arvokkaista neuvoista. Yhteistyömme on toiminut erinomaisesti.

“Learn from yesterday, live for today, hope for tomorrow.”

- Albert Einstein

Pietarsaaressa 17.03.2015

Heikki Sironen

Puh. +358 045-6509532



## SISÄLLYS

Abstract .....	ii
Termit ja merkinnät .....	vi
1 Johdanto .....	1
2 Tarkasteltavat siirtolaitteet .....	2
2.1 General Electric -yhtiölle toimitettu SW-trukki .....	5
2.2 Alumiinirullien siirtoon käytettävä SW-trukki .....	9
2.3 Valmet Automotiven kokoonpanolinjan SW-trukki .....	12
3 Hydraulijärjestelmien virtaushäviöt .....	16
3.1 Kitkavastushäviöt .....	19
3.1.1 Laminaarisen virtauksen kitkavastushäviöt .....	21
3.1.2 Turbulenttisen virtauksen kitkavastushäviöt .....	22
3.2 Kertavastushäviöt .....	25
4 Hydrauliventtiilistöjen suunnitteluvaatimukset .....	26
4.1 Järjestelmätyypit .....	28
4.2 Standardit ja direktiivit .....	35
5 Lohkoventtiilien rakenne ja suunnittelu .....	39
5.1 Lohkosuunnittelun ohjelmistotarjontaa .....	42
5.2 QuickDesign-suunnitteluohjelmisto .....	44
5.3 Käytettävän ratkaisun ominaisuuksia .....	46
6 Lohkoventtiilien prototyypit .....	48
6.1 Prototyyppi OCU-lohkoventtiililuokasta .....	48
6.2 Prototyyppi SV-lohkoventtiililuokasta .....	56
6.3 Prototyyppien kustannustarkastelu .....	63
6.4 Prototyyppien laadullinen analyysi .....	65
7 Kehitetty lohkoventtiilien Solving-standardi .....	69
8 Jatkotutkimusehdotuksia .....	76
8.1 Lohkoventtiilien jatkokehittäminen .....	76
8.2 Energian varastointi ja häviötehojen pienentäminen .....	77
8.3 Vaihtoehtoja toimilaitteiden ohjaukseen ja säätöön .....	80
9 Yhteenveto .....	85
Lähteet .....	88
Liite 1: Modifioitu moodyn käyrästä .....	91
Liite 2: Kehitetyn OCU-lohkoventtiilin prototyypin päämittoja .....	92
Liite 3: Kehitetyn SV-lohkoventtiilin prototyypin päämittoja .....	93
Liite 4: Järjestelmien vertailua .....	94
Liite 5: Lohkoventtiilien Solving-standardi .....	95
Liite 6: Lohkoventtiilien Solving-standardin OCUS-luokan hydraulikaavio .....	98
Liite 7: Lohkoventtiilien Solving-standardin OCUB-luokan hydraulikaavio .....	99
Liite 8: Lohkoventtiilien Solving-standardin SVSNA-luokan hydraulikaavio .....	100
Liite 9: Lohkoventtiilien Solving-standardin SVSYA-luokan hydraulikaavio .....	101

Liite 10: Lohkoventtiileiden Solving-standardin SVBNA-luokan hydraulikaavio .....	102
Liite 11: Lohkoventtiileiden Solving-standardin SVBYA-luokan hydraulikaavio .....	103
Liite 12: Lohkoventtiileiden Solving-standardin IA11L-luokan hydraulikaavio .....	104
Liite 13: Lohkoventtiileiden Solving-standardin IA1NL-luokan hydraulikaavio .....	105
Liite 14: Lohkoventtiileiden Solving-standardin IA22L-luokan hydraulikaavio .....	106
Liite 15: Lohkoventtiileiden Solving-standardin IA21L-luokan hydraulikaavio .....	107
Liite 16: Lohkoventtiileiden Solving-standardin IA2NL-luokan hydraulikaavio .....	108
Liite 17: Lohkoventtiileiden Solving-standardin IA3NL-luokan hydraulikaavio .....	109
Liite 18: Lohkoventtiileiden Solving-standardin IA4NLWPF-luokan hydraulikaavio	110

## TERMIT JA MERKINNÄT

Adheesiovoima	Nestehiukkasten ja kiinteän pinnan pinnankarheuksien välisistä kitkoista aiheutuva voima (Tässä työssä)
Adiabaattinen virtaus	Virtaus on lämpötilatarkastelun kannalta adiabaattista, mikäli sen lämpötila vaihtelee huomattavasti ajan funktiona. [1, s. 59].
Analoginen komponentti	Komponentti, jonka lähtösuureen arvo muuttuu portaattomasti.
Binäärinen järjestelmä	Numeerinen järjestelmä, jossa informaatio esitetään kahden luvun (0 ja 1) avulla.
CAN-väylä	(Controller Area Network) Digitaalisen informaation siirtämiseen käytettävä sarjaliikenneväylä [2, s. 2]
CE-merkintä	Merkintä, joka osoittaa, että tuote täyttää Euroopan parlamentin ja neuvoston hyväksymän konedirektiivin.
Differentiaalinen virtaushiukkanen	Virtaustarkastelun pienin mahdollinen virtausyksikkö. Teoreettisessa tarkastelussa differentiaalisen yksikön tilavuus lähestyy nollaa rajatta.
Digitaalihydrauliikka	Hydraulitekniikan osa-alue, joka perustuu useiden rinnakkain kytkettyjen On/Off-venttiileiden ja älykkään ohjauksen käyttöön.
Digitaalinen komponentti	Komponentti, jonka lähtösuureella on kaksi diskreettiä arvoa (On/Off).
Diodi	Elektroniikassa käytettävä komponentti, joka sallii sähkövirran kulkemisen vain yhteen suuntaan [3, s. 89].
Fluidi	Neste tai kaasu
Hydrodynamiikka	Hydrodynamiikka tarkastelee liikkeessä olevia nesteitä eli virtauksia. Tällöin huomioidaan muun muassa virtaavien nesteiden virtausnopeudet, tiheydet, kitkat sekä kokoonpuristuvuudet. [1, s. 23]

Hydrostatiikka	Hydrostatiikan teoriassa käsitellään massatonta, kitkatonta ja kokoonpuristumatonta ideaalinstettä, jonka siirtäminen ei vaadi työtä. [1, s. 13]
Isoterminen virtaus	Virtaus, jonka lämpötila ei muutu. [1, s. 58]
Kytchentäsegmentti	QuickDesign- ohjelmassa määriteltävä lohkoventtiilin yksittäinen virtauskanava, joka yhdistää halutut virtausportit.
Laminaarinen virtaus	Virtauksen tyyppi, jossa kaikki nestehiukkaset liikkuvat yhtenäisiä virtausviivoja pitkin samaan suuntaan.
Override-toiminto	Sun Hydraulics- yhtiön patruunaventtiileihin saatavissa oleva ominaisuus, jonka avulla sähköisesti ohjattavaa patruunaventtiiliä voidaan ohjata poikkeustilanteessa myös manuaalisesti.
Pneumatiikka	Tehonsiirtoa paineistetun kaasun välityksellä
Proportionaalitekniikka	Hydraulisessa proportionaalitekniikassa käytetään komponentteja, joiden portaaton lähtöarvo on suoraan verrannollinen kyseisten komponenttien ohjausarvoon.
Sandwich-venttiili	Venttiilityyppi, jossa venttiilikokonaisuus koostuu useista toisiinsa liitetyistä venttiililaitteista.
Solving Mover	Solving Oy:n siirtolaitteita kuvaava termi
Solving-standardi	Tässä työssä kehitettävä Solving Oy:n tuotantoon soveltuva hydrauliventtiilistöjen tehdasstandardi
SW-trukki	Solving Oy:n pyörällinen siirtolaite (Solving Wheel)
Turbulenttinen virtaus	Pyörteellinen virtaus, jossa yksittäiset nestehiukkaset eivät liiku yhtenäisiä virtausviivoja pitkin. Kokonaisuutena turbulenttinen virtaus virtaa kuitenkin yhtenevään suuntaan.
Viskoosikitka	Viskositeetista aiheutuva virtausvastus

Viskositeetti	Nestehiukkasten sisäisistä kitkoista aiheutuvan muodonmuutosvastuksen mitta [1, s.23].
AGV	Automated Guided Vehicle
DFCU	Digital Flow Control Unit
EV	Emergency Valve
IA	Independent Actuators
OCU	One Cylinder Usage
PNM	Pulse Number Modulation
SV	Synchronizing Valves
SW	Solving Wheel
$A$	Virtauskanavan poikkileikkauksen pinta-ala [ $\text{m}^2$ ]
$d$	Tarkasteltavan nesteosan halkaisija [m]
$l$	Tarkasteltavan nesteosan pituus [m]
$Q$	Tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$Re$	Reynoldsin luku [-]
$Rz$	Virtauskanavan absoluuttinen pinnankarheus [mm]
$v$	Virtausnopeus [m/s]
$\zeta$	Kertavastuskerroin [-]
$\Delta p_h$	Painehäviö [Pa]
$P_h$	Hydraulinen häviöteho [W]
$D_H$	Hydraulinen halkaisija [m]
$\nu$	Nesteen kinemaattinen viskositeetti [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$L_A$	Virtauskanavan poikkileikkauksen piiri [m]
$\eta$	Nesteen dynaaminen viskositeetti [Pa·s]
$\rho$	Nesteen tiheys [kg/m <sup>3</sup> ]
$\lambda$	Kitkavastuskerroin [-]
$q_v$	Tilavuusvirta [m <sup>3</sup> /s]
$\Delta_p$	Painehäviö [Pa]

# 1 JOHDANTO

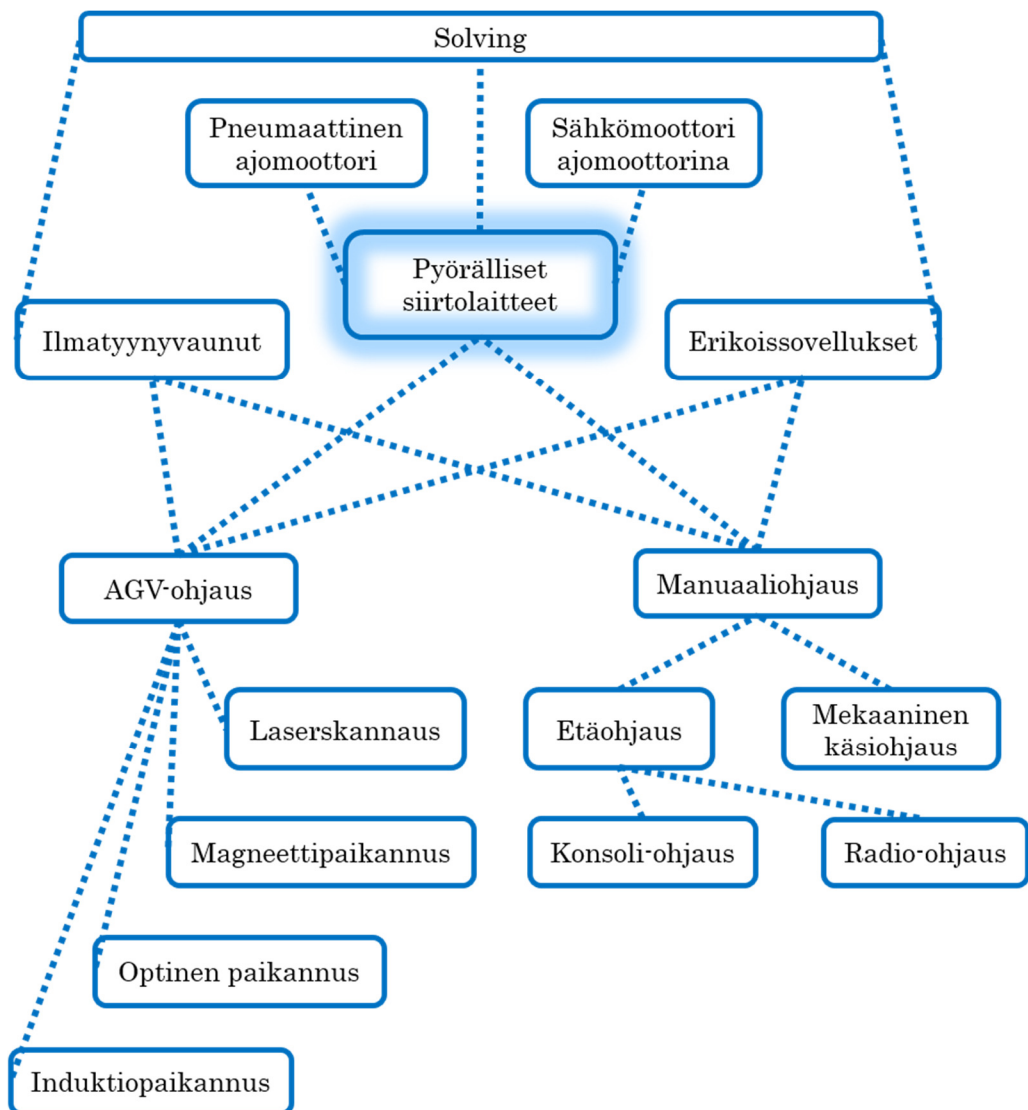
Tämän työn tilaajana toimii 1970- luvulla perustettu Ab Solving Oy, jonka pääkonttori sijaitsee Pietarsaareissa. Kyseinen yritys on erikoistunut raskaiden taakkojen siirtämiseen soveltuvien siirtolaitteiden suunnitteluun ja valmistukseen. Solving Oy:n liikeidea pohjautuu vahvaan asiakasräätelöintiin, jolloin asiakkaalle toimitetaan useimmiten ainutlaatuinen erikoistuote. Solving Oy:n erityisenä vahvuutena voidaan pitää tiivistä yhteistyötä asiakkaiden kanssa sekä tuotteiden korkeaa laatua. Nykyään Solving Oy kuuluu maailmanlaajuisesti alansa johtaviin yrityksiin, jonka tuotteita on toimitettu yli 50 maahan useille eri teollisuuden aloille. Ab Solving Oy:n toimitusjohtajana toimii Peter Björk, joka myös omistaa merkittävän osuuden yrityksestä. Solving Oy:n muut osakkaat ovat Rune Björk sekä Bo-Göran Eriksson. Kaikki edellä mainitut henkilöt ovat myös yrityksen perustajajäseniä. [4] Ab Solving Oy omistaa myös FluidBag- yrityksen, joka valmistaa muun muassa teollisuuskemikaalien varastointiin ja käsittelyyn soveltuvia elastisia säiliöitä.

Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydrauliventtiilistöt toteutetaan tyypillisesti siten, että jokainen yksittäinen hydrauliventtiili kiinnitetään niin sanottuun asennuslevyyn. Tällöin venttiilit kytketään toisiinsa hydrauliletkujen tai putkien välityksellä. On osoittautunut, että kyseinen menettely aiheuttaa ajoittain epäselvyyksiä sekä suunnittelijoille että asentajille. Kyseisten suurien asennuslevyjen käyttäminen ei ole myöskään hydrauliiikan tilankäytön tai hyötysuhteen kannalta optimaalista. Edellä mainituista seikoista johtuen, tämän työn tavoitteena on Ab Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydrauliventtiilistöjen kehittäminen. Tärkeimpänä tavoitteena on kehittää hydrauliventtiilistöjen tehdasstandardi, jonka avulla Solving Oy:n hydraulijärjestelmien suunnittelua, asennusta, käyttöä ja huoltoa kyettäisiin selkeyttämään ja yhtenäistämään.

Tässä työssä osoitetaan, että edellä mainitut suunnitteluvaatimukset voidaan toteuttaa hydraulisten lohkoventtiilien avulla. Hydraulisten lohkoventtiileiden fyysinen tilankäyttö on merkittävästi optimaalisempaa kuin aikaisempien ratkaisuiden tilankäyttö. Lohkoventtiileiden käyttö mahdollistaa myös sen, että yksittäisten venttiileiden välisten virtauskanavien pituudet voidaan minimoida, jolloin hydrauliventtiilistön hyötysuhde maksimoituu tältä osin. Luvun 6 lopussa esitettävillä analyyseillä osoitetaan, että tämän työn mukaiset lohkoventtiileiden prototyypit ovat sekä taloudellisesti että teknisesti parempia kuin Solving Oy:llä aikaisemmin käytetyt ratkaisut.

## 2 TARKASTELTAVAT SIIRTOLAITTEET

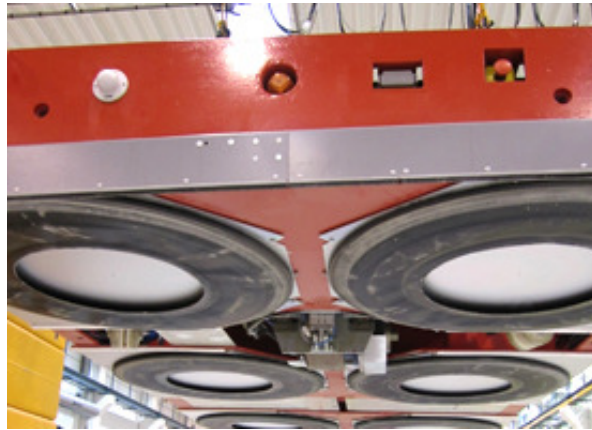
Solving-yhtiön tuotteet voidaan jakaa ilmatyynysiirtolaitteisiin (*Solving Airbearing*), pyörällisiin siirtolaitteisiin (*Solving Wheel*), edellisten kombinaatioihin sekä erikoissovelluksiin. Nämä päätyypit voidaan edelleen jakaa manuaalisesti ohjattaviin siirtolaitteisiin sekä automaattisesti ohjattaviin AGV-siirtolaitteisiin (*Automated Guided Vehicle*). Pyörälliset siirtolaitteet voidaan jaotella myös ajomoottoreiden käyttövoiman mukaan siten, että käyttömootorina toimii joko sähkömoottori tai pneumaattinen moottori. Tämä työ keskittyy ainoastaan pyörällisten siirtolaitteiden analysointiin ja kehittämiseen, mutta tässä luvussa käsitellään lyhyesti myös muita siirtolaitetyppejä. Kuva 1 havainnollistaa Solving Oy:n tuotteiden luokittelua yleisellä tasolla.



Kuva 1. Ab Solving Oy:n tuotteiden yleinen luokittelu



Solving Oy:n ilmatyynysiirtolaitteiden toiminta perustuu pneumaattisten elementtien käyttöön. Kyseisten elementtien avulla alustan ja siirrettävän taakan välille muodostetaan ohut ilmakerros, jolloin taakan siirtäminen tapahtuu lähes kitkattomasti. Ilmakerroksen luominen tapahtuu siten, että kuvassa 2 näkyviin ilmatyynyelementteihin johdetaan pneumaattista tilavuusvirtaa. Tällöin myös siirtolaitteen alustana toimivan lattian ja ilmatyynyelementtien reunojen välille muodostuu tilavuusvirta, joka erottaa ilmatyynyelementin lattiasta.



*Kuva 2. Ilmatyynyelementtejä ilmatyynysiirtolaitteen pohjassa [4]*

Kuva 3 havainnollistaa tyypillisen ilmatyynysiirtolaitteen rakennetta ja toimintaa. Kuvassa 3 ilmatyynysiirtolaite on siirtymässä siirtopaletin alle, jonka päälle on asetettu siirrettävä taakka. Vaunua ohjataan sähkömoottorikäyttöisillä vetopyörillä, mutta suurinta osaa taakasta kannatellaan ilmatyynyelementeillä.



*Kuva 3. Taakan alle siirtyvä ilmatyynyvaunu [4]*

Solving Oy:n automaattisesti ohjatut AGV-siirtolaitteet ovat ilman kuljettajaa operoivia siirtolaitteita. AGV-ohjatut siirtolaitteet tehostavat esimerkiksi tuotantolaitosten toimintaa, koska ne mahdollistavat jatkuvan, turvallisen sekä tarkan materiaalin käsittelyn. [4] Solving hyödyntää useita eri teknologioita AGV-ohjauksen toteuttamisessa. Yleisesti käytetty menetelmä on laserkolmiomittaukseen perustuva ohjaus. Tällöin siirtolaitteen toiminta-alueelle asennetaan heijastimia, jotka heijastavat takaisin siirtolaitteelta lähetetyt lasersignaalit. Siirtolaitteen sensorit rekisteröivät palaavat signaalit, joista ohjauslogiikat muodostavat laskemalla trukin asematiedon. Kuva 4 havainnollistaa navigointilaserskanneria, joka lähettää ja vastaanottaa navigointiin käytettäviä lasersignaaleja.



*Kuva 4. Solving Oy:n tuotteissa usein käytettävä navigointiskanneri [5]*

Solving käyttää AGV-ohjaukseen myös yksinkertaisempaa optista seurantamenetelmää, jolloin siirtolaite seuraa esimerkiksi varastohallin lattiaan maalattua ohjausviivaa. Lattiaan voidaan upottaa myös magneetteja tai induktiivista signaalia emittoivaa johdinta. AGV-ohjauksen periaatteena on kuitenkin aina se, että siirtolaite kykenee autonomisesti suorittamaan sille määritellyjä tehtäviä.

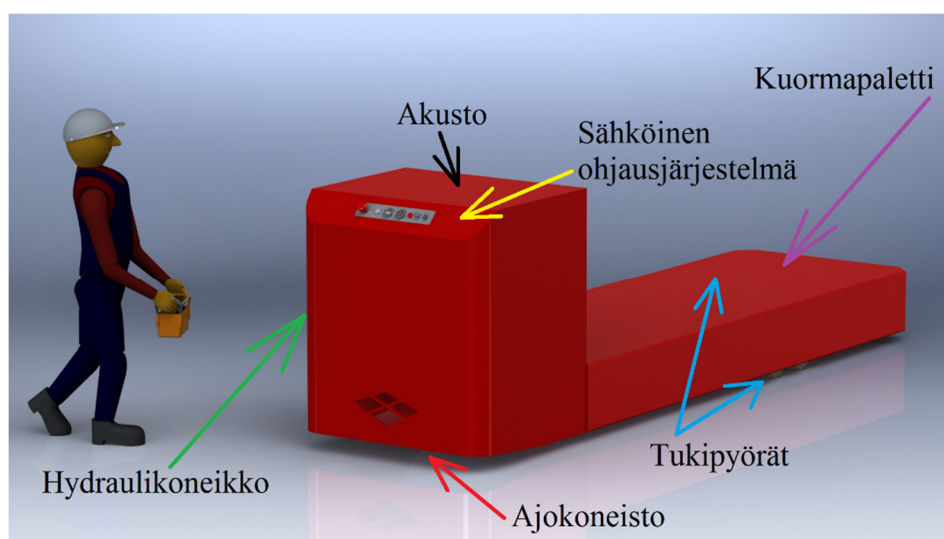
Solving-yhtiön tuotteiden manuaalinen ohjaus voidaan jakaa mekaaniseen käsiohjaukseen ja etäohjaukseen kuvan 1 mukaisesti. Mekaanisessa käsiohjauksessa ihmisoperaattori ohjaa siirtolaitetta sähkömekaanisten hallintalaitteiden kautta, jotka ovat integroitu ohjattavaan siirtolaitteeseen. Sen sijaan etäohjauksessa ohjaussignaalit välitetään siirtolaitteelle fyysisen kaapeliyhteyden välityksellä tai langattomasti. Tällöin operaattorilla on useimmiten suora näköyhteys ohjattavaan laitteeseen. Eräissä sovelluksissa visuaalinen asematieto välitetään operaattorille laitteissa olevien kameroiden ja ohjauskeskuksessa olevien näyttöruutujen välityksellä.

Kuten on mainittu, tässä työssä käsitellään ainoastaan pyörällisiä Solving Mover -siirtolaitteita. Jatkossa kyseisestä ajoneuvotyypistä käytetään nimitystä SW-trukki (*Solving Wheel*), mikäli ei toisin mainita. SW-trukkien yleisimpiä ominaisuuksia ja niihin liittyviä alijärjestelmiä esitellään yleisellä tasolla esimerkkisovellusten kautta tämän luvun alaluvuissa. Kyseisissä luvuissa havainnollistetaan muun muassa SW-trukkien

yleisimpien työkiertojen luonnetta, konstruktiivista rakennetta sekä tyypillisiä SW-trukkien toimintaympäristöjä.

## 2.1 General Electric -yhtiölle toimitettu SW-trukki

Kuva 5 havainnollistaa yhdysvaltalaiselle General Electric- yhtiölle suunniteltua ja valmistettua SW-trukkia, jolla siirretään suuria dieselmootoreita. Kyseinen SW-trukki siirtää taakkoja erillisen paletin välityksellä siten, että nostokorkeus on noin 30 mm ja suurin sallittu kuorma on noin 30 000 kg. [5]



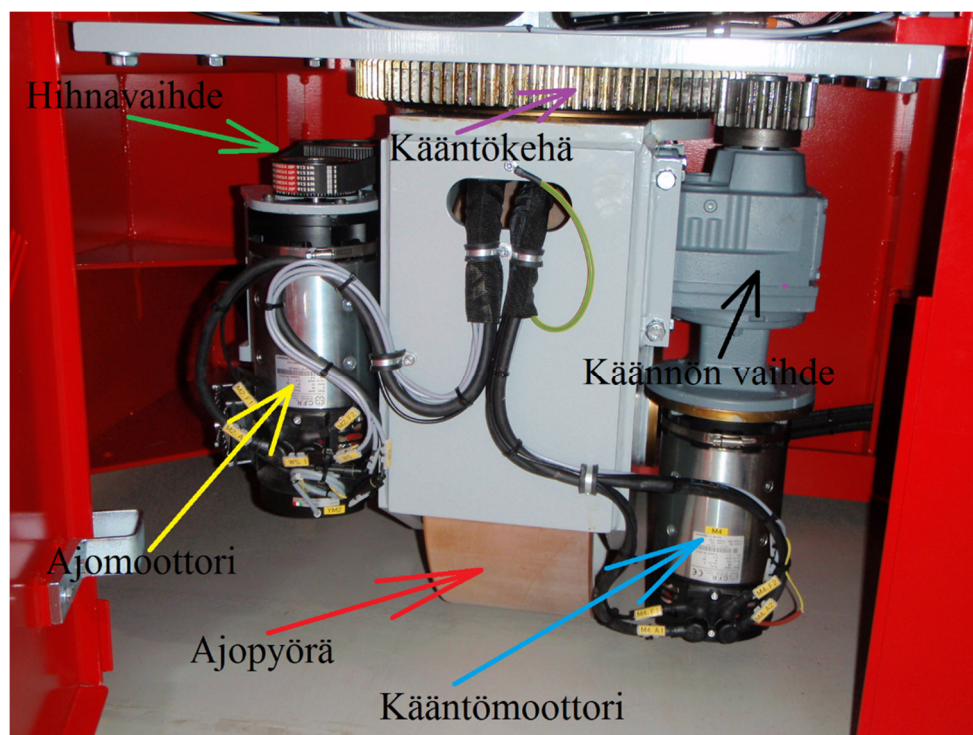
Kuva 5. Tyypillinen SW-trukki [5]

Kyseinen trukki edustaa tyypillistä SW-trukkia, jonka keskeisimpinä alijärjestelminä ovat runko, ajokoneisto, kuormankantavat pyörät, hydraulijärjestelmä, sähköinen ohjausjärjestelmä sekä akusto.

Kuva 5 havainnollistaa SW-trukin runkoa, joka valmistetaan pääasiassa teräslevyistä hitsaamalla. Rungon suunnittelussa huomioidaan muun muassa turvallisuus ja käytettävyys siten, että rungon muotoilussa pyritään välttämään teräviä reunoja sekä ulokkeita.

Ajokoneisto sijaitsee kuvan 5 merkityn punaisen nuolen kohdalla. Ajokoneistolla toteutetaan sekä SW-trukin liike että ohjaus. Tässä sovelluksessa ajokoneiston käyttömootorina toimii sähkömootori. Ajomootorin teho välitetään vetävälle pyörälle kahden vaihteen kautta siten, että sähkömootorin teho välitetään hammaspyörävaihteistolle hihnavahteen kautta. Hammaspyörävaihteiston ulostuloakseli sen sijaan on liitetty suoraan vetävänä pyöränä toimivaan polyuretaanilla päällystettyyn teräspyörään, joka on merkitty punaisella nuolella kuvan 6. Solving käyttää SW-trukkien pyörien materiaalina yleisesti polyuretaania, koska kyseinen materiaali mahdollistaa

pehmeän ja tasaisen ajon. Ajovoimansiirron sähkömoottori on merkitty keltaisella nuolella kuvaan 6. Hihnavaihde on merkitty samaan kuvaan vihreällä nuolella. Ajovoimansiirron hammaspyörävaihte sijaitsee sähkömoottorin takana kuvassa 6. Ajokoneiston kääntö toteutetaan niin ikään sähkömoottorilla, joka on merkitty kuvaan 6 sinisellä nuolella. Kyseisen kääntömoottorin teho välitetään kääntökehää käyttävälle hammaspyörälle alennusvaihteen kautta, joka on merkitty mustalla nuolella kuvaan 6. Samaan kuvaan on merkitty violetilla nuolella kääntökehä, jonka akselin ympäri koko ajokoneisto kääntyy ohjaustilanteessa. [5]



*Kuva 6. Tyypillinen SW-trukin ajokoneisto [5]*

Käsiteltävässä sovelluksessa on lisäksi kahdeksan kappaletta pienempiä pyöriä, jotka välittävät omalta osaltaan siirrettävän taakan aiheuttamaa voimaa tukipintana toimivaan lattiaan. Kuormankantavia pyöriä on neljä kappaletta vaunun molemmilla puolilla ja kuvaan 5 merkityt siniset nuolet osoittavat niiden likimääräisen sijainnin. Vetävän pyörän tapaan, myös tukipyörät on päällystetty polyuretaanilla. [5]

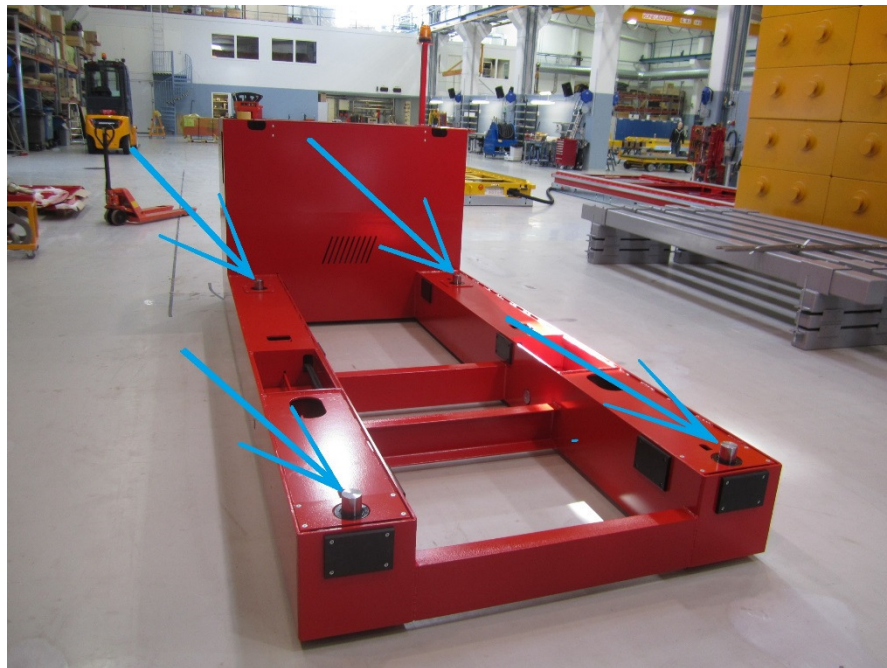
Hydrauliventtiilit sekä suurin osa hydraulisista komponenteista asennetaan aluslevylle. Myös hydraulipumppu, hydraulikan käyttömoottorina toimiva sähkömoottori sekä hydraulinesteen suodatin sijaitsevat asennuslevyn välittömässä läheisyydessä. [5] Käsiteltävän SW-trukin hydraulikoneikon likimääräinen sijainti on merkitty vihreällä nuolella kuvaan 5. Käsiteltävässä sovelluksessa käytettävän hydraulikan fyysistä olemusta havainnollistetaan kuvassa 7.





*Kuva 7. Hydraulikoneikko [5]*

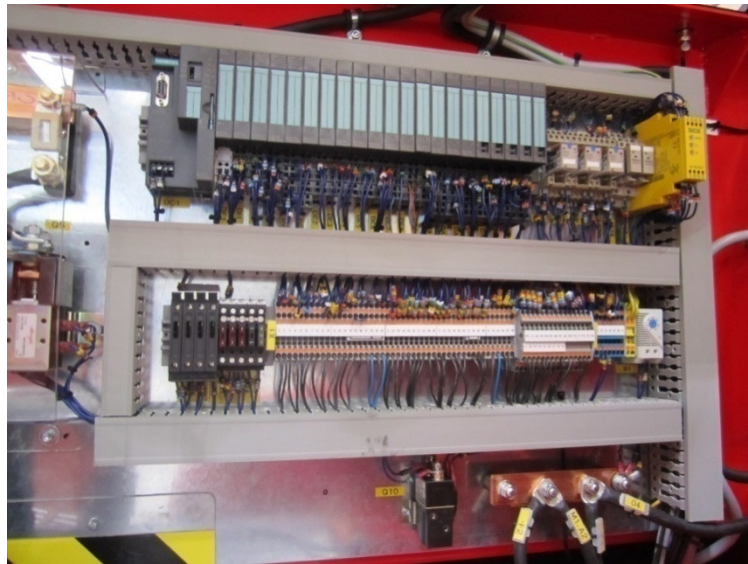
Käsiteltävän sovelluksen hydraulijärjestelmän toimilaitteina on neljä hydraulisylinteriä, jotka on merkitty sinisillä nuolilla kuvaan 8. Kun SW-trukki suorittaa nostoliikkeen, sylintereiden tuottama voima kohdistuu kuvan 5 mukaiseen palettiin. [5]



*Kuva 8. Toimilaitteina käytettävät sylinterit [5]*

Kuvassa 5 oleva keltainen nuoli osoittaa likimääräisesti käsiteltävän tuotteen sähköisen ohjausjärjestelmän sijainnin. Sähköinen ohjausjärjestelmä tulkitsee sensoreilta ja ohjausyksiköltä saapuvia signaaleja ohjelmoitujen algoritmien mukaisesti. Tämän

jälkeen ohjausjärjestelmä lähettää herätteiden mukaisia vasteita halutuille toimilaitteille, jotka saavat aikaan trukin halutun toiminnan. Normaalien ohjauksen ja monitoroinnin lisäksi, sähköinen ohjausjärjestelmä vastaa omalta osaltaan SW-trukin turvallisuudesta. SW-trukeissa on esimerkiksi turvaskannereita sekä törmäyssensoreita, joiden avulla voidaan estää esimerkiksi trukin törmäminen ihmiseen. [5] Sähköisen ohjausjärjestelmän fyysistä olemusta havainnollistetaan kuvassa 9.



*Kuva 9. Sähköisen ohjausjärjestelmän fyysinen rakenne [5]*

Käsiteltävän SW-trukin tehonlähteenä toimii 48 V:n jännitteellä toimiva akusto, mikä on hyvin tyypillistä SW-trukeille. Kuva 10 havainnollistaa akuston fyysistä olemusta sekä tilankäyttöä.

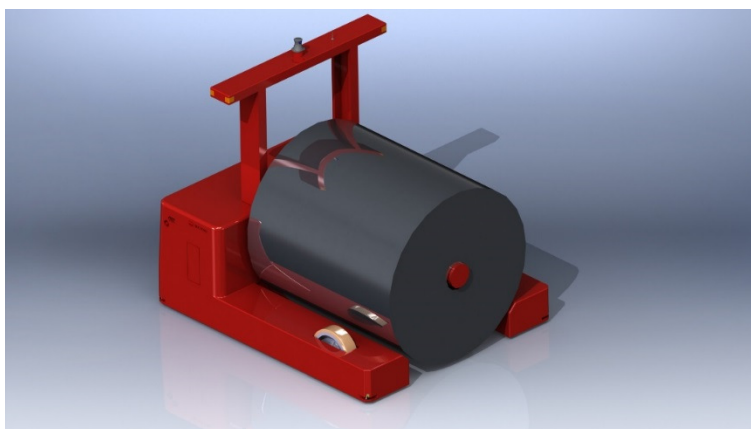


*Kuva 10. Tyypillinen SW-trukin akusto [5]*

Tässä sovelluksessa kaikki SW-trukin osajärjestelmät saavat käyttövoimansa kyseisestä akustosta. Kyseisen sovelluksen akusto on mitoitettu siten, että trukki kykenee operoimaan noin 5 tuntia yhdellä latauksella. [5] Kuvaan 5 merkitty musta nuoli osoittaa käsiteltävän SW-trukin akuston sijainnin.

## 2.2 Alumiinirullien siirtoon käytettävä SW-trukki

Kuva 11 havainnollistaa SW-trukkia, joka käsittelee alumiinirullia autonomisesti saksalaisen Vollert Anlagenbau -yhtiön tuotantolaitoksessa. Kyseinen AGV-ohjattu SW-trukki on suunniteltu kuljettamaan noin 26 500 kg:n alumiinirullia kuvan 11 osoittamalla tavalla. Trukin kuljettaman taakan halkaisija voi olla maksimissaan 2600 mm ja taakan pituus voi olla korkeintaan 2850 mm. [5]

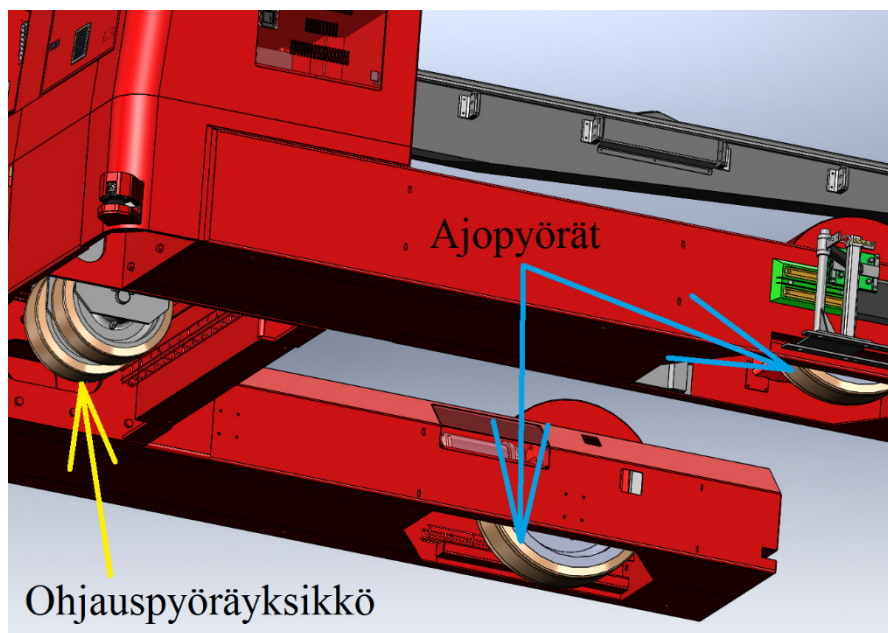


*Kuva 11. Alumiinirullan siirtoa SW-trukilla [5]*

Tässä sovelluksessa käytetään laserkolmiomittaukseen perustuvaa AGV-navigointia, jolloin navigoinnissa hyödynnetään rakennukseen kiinnitettyjä heijastimia. Kyseinen trukki sekä kuormaa että purkaa lastin autonomisesti. Trukin paikoituksen asemavirhe on korkeintaan +/- 20 mm. Trukkia hallitaan sen toiminta-alueella olevan Windows 7 pohjaisen PC:n välityksellä. Keskushallintajärjestelmä mahdollistaa usean trukin samanaikaisen operoinnin. Tässä sovelluksessa yksittäisen trukin yhdensuuntaisen ajomatkan pituus on noin 350 metriä. Kyseinen reitti ei ole luonnollisestikaan suora vaan trukki seuraa ajorataa, joka sille on varattu kyseisestä tuotantolaitoksesta. [5]

Kyseisen SW-trukin ajovoimansiirto on toteutettu kahdella ajoyksiköllä, jotka on sijoitettu trukin tukijalkoihin. Kumpikin ajoyksikkö sisältää noin 10 kW:n sähkömoottorin, alennusvaihteen sekä magneettisen jarrun. Molemmat ajomoottorit toimivat matalajännitteisellä vaihtovirralla. [5] Ajopyörät on merkitty sinisillä nuolilla kuvaan 12.

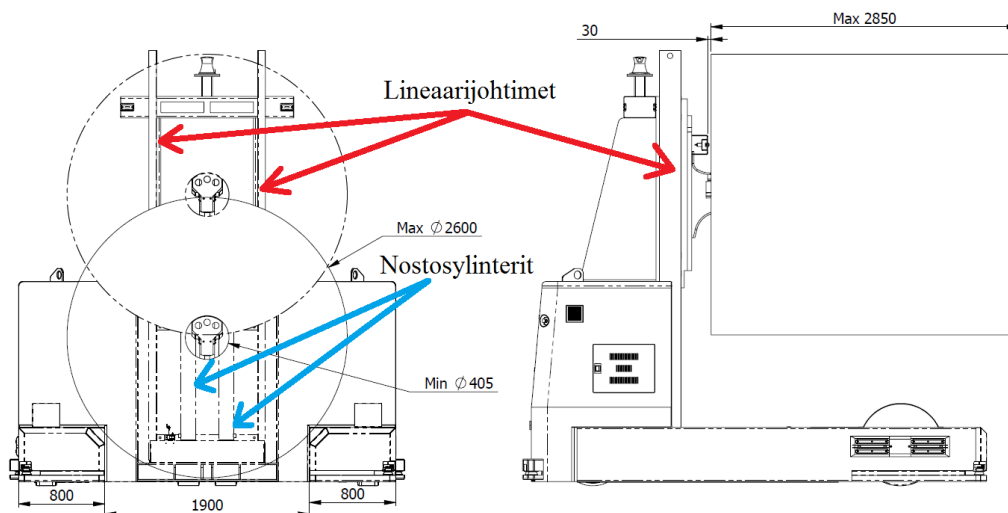
Trukin ohjausyksikkö sisältää polyuretaanilla päällystetyt ohjauspyörät, alennusvaihteen sekä matalajännitteisellä vaihtovirralla toimivan 3 kW:n sähkömoottorin. Kyseisen SW-trukin kääntösäde on todella pieni, koska ohjauspyöräyksikkö kykenee kääntymään yli 180 astetta. Trukin ajoalustalle asetetaan vaatimuksia kaltevuuden ja kitkan suhteen. Trukki kykenee kuitenkin operoimaan laadukkaalla betonipinnalla siten, että erikoispinnoitteita ei vaadita. [5] Trukin ohjauspyöräyksikön sijainti on merkitty keltaisella nuolella kuvaan 12.



*Kuva 12. Ajoyksiköt sekä ohjauspyöräyksikkö [5]*

Käsiteltävän SW-trukin nostotoiminto toteutetaan kahdella hydraulisylinterillä, jotka on merkitty kuvaan 13 sinisillä nuolilla. Nostotoiminnon mahdollistava hydraulijärjestelmä sisältää sähköisen käyttömoottorin, hydraulipumpun, vaadittavat hydrauliventtiilit, säiliön sekä suodattimet. Pumpun käyttömoottorina toimii 8 kW:n sähkömoottori. Nostoliike tuetaan lineaarijohtimilla, jotka on merkitty punaisilla nuolilla kuvaan 13. Nostoliikkeen nopeus kuormattuna on noin 0,07 m/s ja kuormaamattomana noin 0,12 m/s. Nostotoiminnon asemointivirhe on korkeintaan +/- 8 mm. Nostosylinterien iskunpituus on noin 1300 mm. [5]





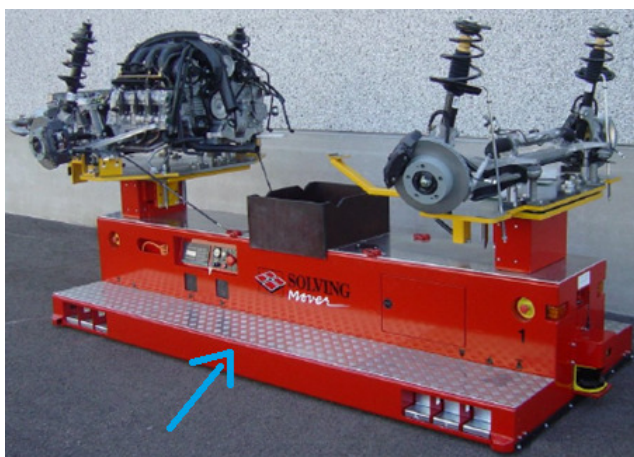
Kuva 13. Nostoyksikön havainnollistus [5]

Kyseinen SW-trukki on varustettu laserskannaukseen perustuvalla turvajärjestelmällä, joka pyrkii estämään trukin törmäämisen ulkoisiin esteisiin. Laserskannaukseen perustuva turvajärjestelmä koostuu kahdesta tunnistuskentästä, joista ensimmäinen saa aikaan niin sanotun pehmeän pysähdysen ja toinen vastaa välittömästä hätäpysähdyksestä. Ohjauslogiikka käyttää ensisijaisesti pehmeää pysähdystä, hätäpysähdystä käytetään ainoastaan pakottavissa tilanteissa. Pehmeässä pysähdyksessä trukin pysähtymisaika on pienempi kuin 3,0 sekuntia, kun hätäpysähdyksessä se on pienempi kuin 1,5 sekuntia. Pehmeässä pysähdyksessä trukin pysähtymismatka on pienempi kuin 2,0 metriä ja hätäpysähdyksessä se on pienempi kuin yksi metri. Laserskannaukseen perustuvan turvajärjestelmän lisäksi, trukin rungon sivuilla on myös elastisia sensorilistoja, joista lähtevä signaali aiheuttaa trukin välittömän pysähdysen, mikäli trukki törmää kiinteään esteeseen. Trukin sivuilla on myös neljä manuaalista hätäseis-painiketta, joilla trukki voidaan pysäyttää manuaalisesti. Trukin toiminta-alueella liikkuvien ihmisten turvallisuuden kannalta on tärkeää myös se, että trukki lähettää liikkeessaan huomioääniä. Kyseinen trukki on varustettu myös huomiovaloilla. [5]

Kyseisen SW-trukin ainoana tehonlähteenä toimii NiCd-akku (48 V / 190 Ah), joka on valittu siten, että trukilla voidaan samanaikaisesti sekä ajaa että nostaa kuormaa. Kyseinen ratkaisu mahdollistaa sen, että trukki kykenee operoimaan noin 83 % käytettävästä työajasta. Akun lataamiseen käytetään tällöin noin 17 % päivittäisestä tuotantoajasta. Päivittäinen latausaika koostuu useasta lyhyestä latausjaksosta, joten myös trukin tuottamaton aika koostuu lyhyistä jaksoista. Tämä AGV-ohjattu SW-trukki on ohjelmoitu siten, että se hakeutuu autonomisesti latausasemalle, kun akun lataus on haluttua tasoa pienempi. Lataus tapahtuu latausaseman lattiassa olevan latausliittimen kautta, johon trukin pohjassa oleva latausliitin on kontaktissa. [5]

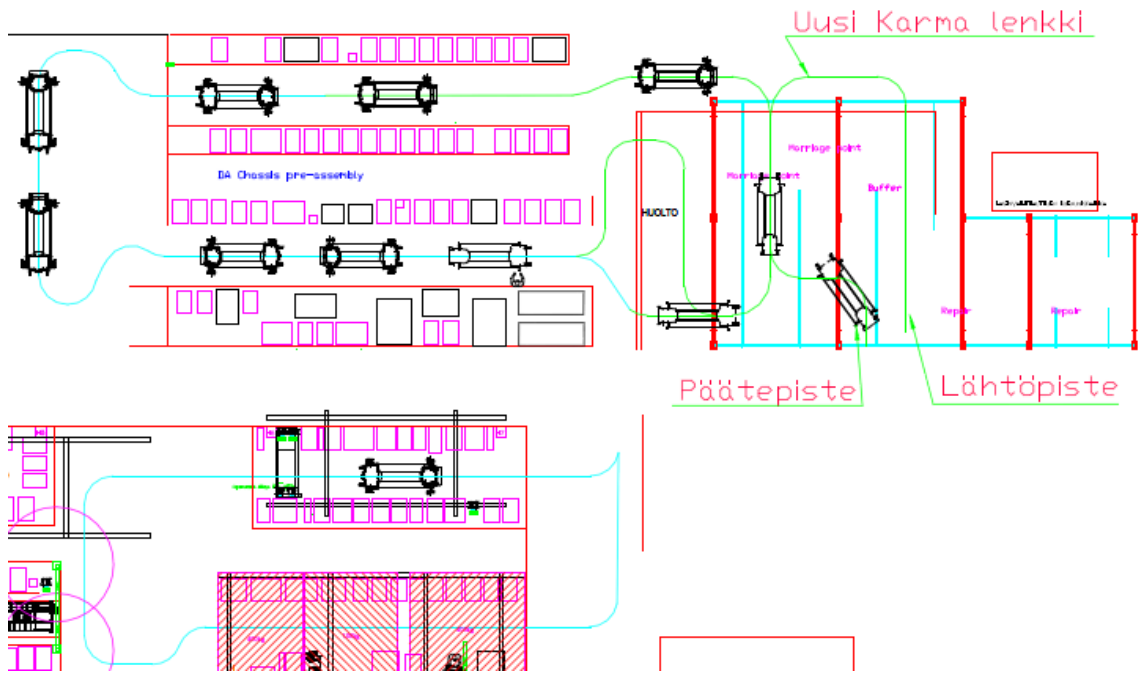
## 2.3 Valmet Automotiven kokoonpanolinjan SW-trukki

Kuvan 14 AGV-ohjattua SW-trukkia käytetään Uudenkaupungin autotehtaan kokoonpanolinjalla Suomessa. Kokoonpanossa käytetään useita SW-trukkeja, jotka ovat ohjelmallisesti omia vaunutyyppejään. [5]



*Kuva 14. Autotehtaan kokoonpanolinjalla käytettävä SW-trukki [5]*

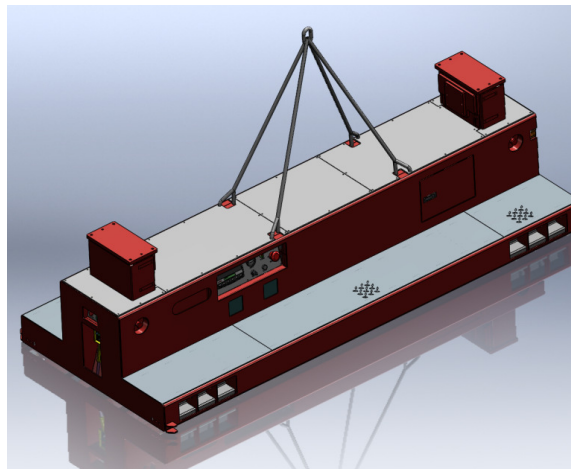
Kyseisessä sovelluksessa toimivia SW-vaunuja ajetaan sekä manuaalisesti että AGV-ohjatusti. Työkierron aluksi vaunu ajetaan manuaalisesti sille tarkoitetun kokoonpanolinjan alkuun, jossa se kytketään automaattiohjaukselle ja syötetään sisään tuotantoprosessiin. Tuotantoprosessin aikana vaunu toimii kuormattuna. Työkierron jälkeen vaunun kuorma poistetaan ja vaunu ajetaan manuaalisesti uuden työkierron alkuun, jossa se taas kytketään automaattiohjaukselle ja syötetään sisään kokoonpanolinjalle. [5] Kuva 15 havainnollistaa edellä mainitun työkierron luonnetta yleisellä tasolla.



Kuva 15. Tarkasteltavien SW-trukkien työkierrat [5]

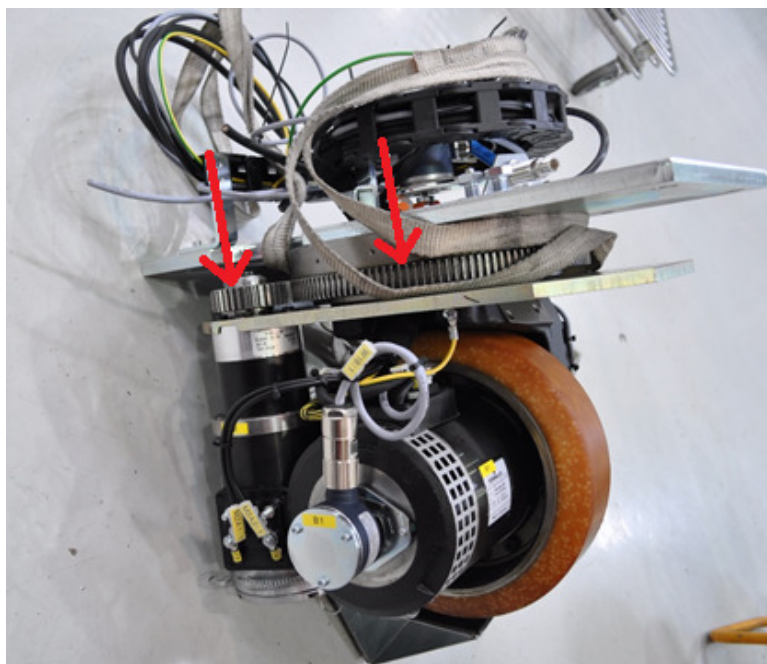
Tässä sovelluksessa AGV-ohjaus seuraa kokoonpanohallin lattiaan asennettua induktiorataa. Tällöin AGV-ohjausjärjestelmän moitteeton toiminta vaatii, että SW-trukin ajoradan lattiasa ei ole ylimääräisiä metallikappaleita 20 mm:n etäisyydellä lattian pinnasta ohjausjohtimien välittömässä läheisyydessä. [5]

Käsiteltävän SW-trukin runko valmistetaan pääasiassa teräslevyistä hitsaamalla, kuten kuva 14 osoittaa. Rungon lujuusominaisuuksien suunnittelussa huomioidaan, että vaunua voidaan nostaa kuvan 16 osoittamalla tavalla.



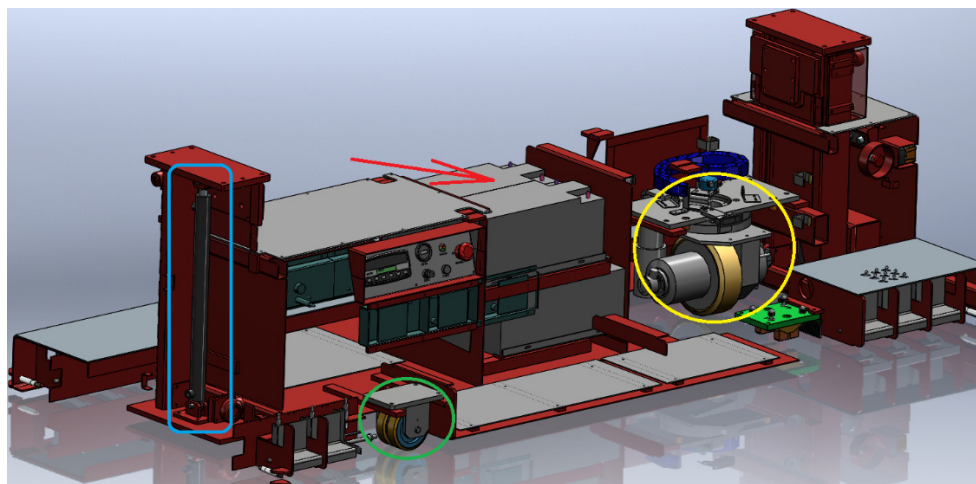
Kuva 16. Tarkasteltavan SW-trukin nosto [5]

Kyseisen trukin ajokoneisto on tyypillinen SW-trukissa käytettävä ajokoneisto, jonka fyysistä ulkonäköä havainnollistetaan kuvassa 17. Ajovoimansiirron moottorina toimii kuvan 17 mukainen sähkömoottori, joka on liitetty vetävän pyörän akselille planeettavaihteiston välityksellä. Myös vetävän pyörän kääntäminen toteutetaan sähkömoottorilla. Kääntömoottorin teho välitetään käännettävälle mekanismille kuvassa 17 näkyvän yksiportaisen vaihteen kautta. Vaihteen hammaspyörät on merkitty punaisilla nuolilla kuvaan 17. Ajokoneiston sijainti on merkitty keltaisella ympyrällä kuvaan 18.



*Kuva 17. Ajokoneisto ennen asennusta [5]*

Käsiteltävän SW-trukin kuormankantoon osallistuvat myös tukipyöräyksiköt, jotka asennetaan symmetrisesti trukin molemmille puolille. Toinen tukipyöräyksikkö on merkitty vihreällä ympyrällä kuvaan 18. Sekä vetävän pyörän että tukipyörien ulkopinnan materiaalina käytetään polyuretaania. [5]



*Kuva 18. Kokoonpanolinjalla käytettävän SW-trukin osajärjestelmiä ja komponentteja [5]*

Käsiteltävän trukin hydrauliventtiilit sijoitetaan trukin rungon leveään osaan. Kuvassa 14 näkyvä sininen nuoli osoittaa hydrauliventtiileiden likimääräisen sijainnin. Hydrauliventtiilit asennetaan yksitellen teräksiselle asennuslevylle, kuten kuva 19 osoittaa. Hydraulijärjestelmän toimilaitteina on kaksi hydraulisylinteriä, joilla käsiteltäviä taakkoja voidaan nostaa ja laskea. Toinen hydraulisylinteri on merkitty sinisellä rajauksella kuvaan 18. Kuvaan 18 on merkitty punaisella nuolella myös kyseisen trukin akusto, joka toimii energianlähteenä kaikille trukin toiminnoille.



*Kuva 19. Kokoonpanolinjalla toimivan SW-trukin hydrauliiikkaa [5]*

Kyseisen SW-trukin ohjauksesta vastaa H/W CVC600- vaunutietokoneessa toimiva NDC8-ohjausjärjestelmä. Ohjausjärjestelmä on yhteydessä trukin laitteisiin ja sensoreihin vikasietoisen CAN-väylän (Controller Area Network) kautta. [5]

### 3 HYDRAULIJÄRJESTELMIEN VIRTAUSHÄVIÖT

Tässä luvussa selvennetään hydraulijärjestelmien hydrodynaamisten virtaushäviöiden teoreettista taustaa ja osoitetaan, että lohkoventtiileiden käyttäminen on optimaalista hydraulijärjestelmien hyötysuhteiden kannalta. Tässä luvussa osoitetaan, että hydraulijärjestelmien virtaushäviöitä voidaan vähentää muun muassa lyhentämällä yksittäisten venttiileiden välisten virtauskanavien pituuksia, vähentämällä käytettävien liitinnippon lukumääriä sekä suurentamalla venttiilistöjen virtauskanavien halkaisijoita. Kaikki nämä muutokset saavutetaan, kun SW-trukeissa aletaan käyttää lohkoventtiileitä.

Hydrodynamiikka tarkastelee liikkeessä olevia nesteitä eli virtauksia. Tällöin huomioidaan muun muassa virtaavien nesteiden virtausnopeudet, tiheydet, kitkat sekä kokoonpuristuvuudet, joita hydrostaatiikassa ei huomioida. Paine kehittyy sekä hydrostaattisissa tarkasteluissa että hydrodynaamisissa tarkasteluissa Blaise Pascalin määrittelemän hydrostaatiikan peruslain mukaisesti. [1, s. 23] Hydrostaatiikan peruslain mukaan ”Voiman vaikutus levossa olevaan nesteeseen leviää tasaisesti kaikkiin suuntiin nesteen sisällä. Vallitsevan paineen suuruus nesteessä riippuu vaikuttavasta voimasta ja sen vaikutuspinta-alasta. Paine vaikuttaa kohtisuoraan säiliön seinämiä vastaan” [1, s. 13]. Hydrodynamiikassa huomioitavat seikat saavat aikaan kuitenkin sen, että järjestelmän kokonaispaine ei ole vakio järjestelmän jokaisessa kohdassa [1, s. 23].

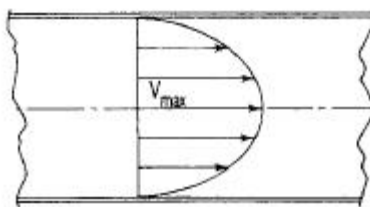
Tässä luvussa tehtävissä teoreettisissa tarkasteluissa oletetaan, että järjestelmät ovat täysin vuodottomia. Tällöin tehohäviön tarkastelu voidaan rajata painehäviön tarkasteluun yhtälön (1) mukaisesti.

$$P_h = Q\Delta p_h \quad (1)$$

missä  $P_h$  on tarkasteltavassa kohteessa muodostuva hydraulinen häviöteho [W],  $Q$  on tarkasteltavan kohdan läpäisemä tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] ja  $\Delta p_h$  on kyseisen kohdan yli vaikuttava painehäviö [Pa]. Todellisissa hydraulijärjestelmissä on aina sekä painehäviöitä että vuotovirtauksia. Tällöin on selvää, että tällaisen järjestelmän hydraulinen häviötehokin koostuu näistä molemmista tekijöistä. Toisaalta tässä työssä tarkasteltavien järjestelmien vuotovirtaukset ovat yleensä erittäin vähäisiä painehäviöiden rinnalla. Tästä syystä on perusteltua, että tässä yhteydessä tehohäviötarkastelussa keskitytään ainoastaan painehäviöihin. Tällöin hydraulijärjestelmän häviöt voidaan yleisesti jakaa kahteen kokonaisuuteen. Putkiston suorilla osuuksilla esiintyvää painehäviötä kutsutaan kitkavastushäviöksi. Sen sijaan virtaussuunnan tai virtauspoikkipinta-alan muutoksista

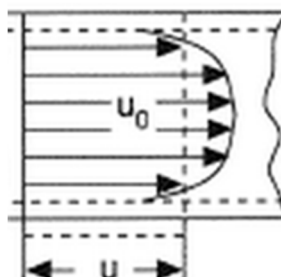
aiheutuvia häviöitä kutsutaan kertavastushäviöiksi. Kertavastushäviöitä esiintyy esimerkiksi venttiileissä ja letkuliittimissä. [1, s. 57]

Kun nesteeseen kohdistetaan ulkoinen voima, neste alkaa virrata, mikäli ulkoinen voima kykenee voittamaan virtausta vastustavat kitkavoimat. Kitkavoimat aiheutuvat sekä nestehiukkasten sisäisistä viskoosikitkavoimista että nesteen ja kiinteiden pintojen välisistä adheesiovoimista. Nesteen virratessa kiinteän kappaleen ohi, kiinteän kappaleen ja nesteen väliset adheesiovoimat aiheuttavat sen, että kiinteän kappaleen pinnassa olevat nestehiukkaset eivät liiku vaan ovat stationaarisessa tilassa. Tällöin virtaavan nesteen sisäinen kitka aiheuttaa sen, että virtausnopeus kasvaa, mikäli tarkastelupistettä siirretään kauemmaksi kiinteästä pinnasta. [1, s. 23] Putkivirtauksessa tämä aiheuttaa kuvan 20 mukaisen nopeusprofiilin.



Kuva 20. Laminaarisen virtauksen nopeusprofiili [6]

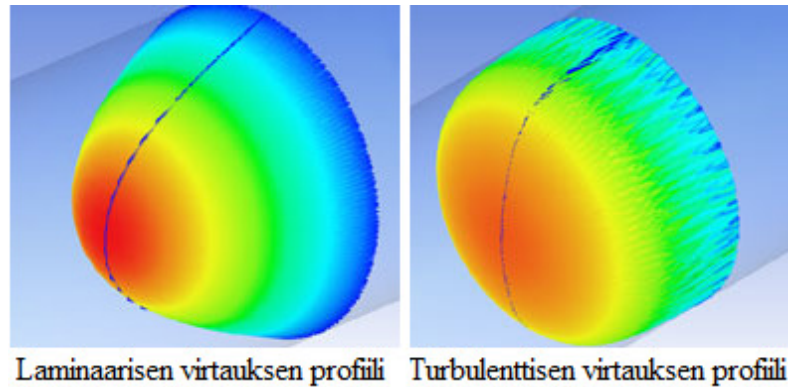
Kuvasta 20 havaitaan, että jokainen differentiaalinen nestehiukkanen liikkuu kohtisuoraa rataa pitkin. Tällaista virtausta kutsutaan laminaariseksi virtaukseksi. Mikäli virtausnopeus kasvaa, yksittäisten virtausyksiköiden radat alkavat poiketa suorista radoista. Tällöin virtauksessa alkaa muodostua pyörteilyä. Virtausnopeuden kasvattaminen lisää pyörteilyn määrää, kunnes virtaus on kauttaaltaan pyörteellistä. Tällöin yksittäiset nestehiukkaset voivat kulkea ajoittain jopa virtausta vastaan. [1, s. 27 - 28] Tällaista virtausta kutsutaan turbulენტtiseksi virtaukseksi ja sen nopeusprofiilia havainnollistetaan kuvassa 21.



Kuva 21. Turbulenttisen virtauksen nopeusprofiili, missä  $u$  on virtauksen keskimääräinen nopeus ja  $u_0$  on virtauksen maksiminopeus. [7]



Havaitaan, että laminaarisen virtauksen nopeusprofiili on paraboloidinen. Turbulenttisen virtauksen nopeusprofiili sen sijaan on laakeampi. Nopeusprofiilien eroa havainnollistetaan vielä kuvassa 22. Virtauksen nopeutta kuvataan kuvassa 22 näkyvillä väreillä siten, että virtauksen nopeus kasvaa värin vaihtuessa sinisestä punaiseksi.



Kuva 22. Laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen erot [8]

Nestevirtauksen luonne vaikuttaa erittäin oleellisesti siinä syntyviin hydradynaamisiin virtaushäviöihin. Tässä työssä osoitetaan, että laminaarisen virtauksen virtaushäviöt kasvavat lineaarisesti virtausnopeuden funktiona. Työssä osoitetaan myös, että turbulenttisen virtauksen virtaushäviöt kasvavat eksponentiaalisesti virtausnopeuden funktiona. Havaitaan siis, että laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen virtaushäviöiden luonteet poikkeavat toisistaan merkittävästi. Tästä syystä on erittäin oleellista tietää, onko virtaus laminaarista vai turbulenttista.

Virtauksen luonne voidaan selvittää laaduttoman Reynoldsin luvun avulla. Reynoldsin luku määritellään yhtälöllä (2). [1, s. 28 - 29]

$$Re = \frac{v D_H}{\nu} \quad (2)$$

missä  $Re$  on Reynoldsin luku [-],  $v$  on virtausnopeus [m/s],  $D_H$  on hydraulinen halkaisija [m] ja  $\nu$  on nesteen kinemaattinen viskositeetti [m<sup>2</sup>/s]. Hydraulinen halkaisija määritellään yhtälöllä (3) [1, s. 29].

$$D_H = \frac{4A}{L_A} \quad (3)$$

missä  $A$  on virtauskanavan poikkileikkauksen pinta-ala [m<sup>2</sup>] ja  $L_A$  on poikkileikkauksen piiri [m]. Mielenkiintoisena erikoistapauksena havaitaan, että mikäli yhtälöön (3) sijoitetaan ympyrän pinta-ala ja piiri, yhtälö sievenee muotoon, jonka mukaan



hydraulinen halkaisija on yhtä suuri kuin ympyrän halkaisija. Toisin sanoen, putki- ja letkuvirtausten tarkasteluissa yhtälössä (2) voidaan käyttää putken tai letkun halkaisijaa hydraulisen halkaisijan tilalla.

Virtaustyyppin määrittämiseksi yhtälöllä (2) määritettyä Reynoldsin lukua verrataan kokeellisesti määritettyyn kriittiseen Reynoldsin lukuun. Muutaman yleisen tarkastelukohteen kriittisen Reynoldsin luvun ohjearvoja havainnollistetaan taulukossa 1 [1, s. 28 - 29].

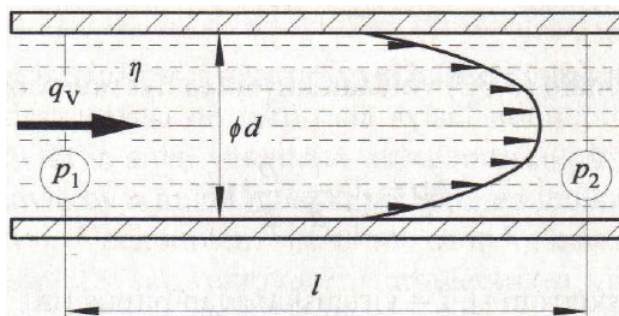
*Taulukko 1. Kriittisen Reynoldsin luvun ohjearvoja [1, s. 29]*

<b>Virtauskanava</b>	<b>Re<sub>kr</sub></b>
Pyöreät sileäpintaiset putket	2000 - 2300
Keskiset sileäpintaiset raot	1100 - 1200
Karaventtiilien ohjausurat	250 - 275
Läppä- ja kartioistukkaventtiilit	25 - 100

Virtaus on laminaarista, mikäli Reynoldin luku on pienempi kuin kriittinen Reynoldsin luku, muulloin virtaus on turbulентista. Kriittisen Reynoldsin luvun arvo on erittäin riippuvainen jokaisen yksittäisen virtaustilanteen yksilöllisistä ominaisuuksista. Toisin sanoen, tarkan kriittisen Reynoldsin luvun määrittäminen vaatii sovelluskohtaisia kokeellisia mittauksia.

### 3.1 Kitkavastushäviöt

Tarkastellaan kuvan 23 mukaista laminaarista virtausta, joka on täysin kehittynyttä, stationaarista sekä isotermistä. Tällöin oletetaan, että tarkasteltavan virtauskanavan pituus on huomattavasti suurempi kuin kyseisen kanavan halkaisija. Oletuksena on tällöin myös, että nesteen lämpötila ei muutu. [1, s. 57 - 58]



*Kuva 23. Laminaarinen virtaus putkessa [1, s. 57]*

Jotta neste voisi virrata, tarkasteltavaan tilavuuteen täytyy kohdistua voima, joka kumoaa virtausta vastustavien kitkavoimien vaikutuksen. Kyseinen voima aiheutuu tarkasteltavan nestetilavuuden yli vaikuttavasta paine-erosta. Kyseisen paine-eron suuruus voidaan ratkaista yhtälön (4) mukaisella laminaarisen virtauksen yhtälöllä. [1, s. 57] Yhtälöä (4) ei tässä yhteydessä johdeta.

$$(p_1 - p_2) = \frac{128\eta l q_v}{\pi d^4} \quad (4)$$

missä  $p_1$  ja  $p_2$  ovat kuvan 23 mukaiset paineet [Pa],  $\eta$  on nesteen dynaaminen viskositeetti [Pa·s],  $l$  on kuvan 23 mukainen nesteosan pituus [m],  $q_v$  on tilavuusvirta [m<sup>3</sup>/s] ja  $d$  on nesteosan halkaisija [m].

Yhtälössä (4) käytettävä dynaaminen viskositeetti voidaan kirjoittaa yhtälön (5) mukaisessa muodossa [1, s. 25].

$$\eta = \nu \rho \quad (5)$$

missä  $\nu$  on nesteen kinemaattinen viskositeetti [m<sup>2</sup>/s] ja  $\rho$  on nesteen tiheys [kg/m<sup>3</sup>]. Toisaalta hydrauliselle tilavuusvirralle voidaan kirjoittaa jatkuvuusyhtälö (6) [1, s. 31].

$$q_v = v \frac{\pi d^2}{4} \quad (6)$$

missä esiintyvät termit ovat edellisten yhtälöiden mukaiset. Sijoitetaan yhtälöt (5) ja (6) yhtälöön (4) sekä merkitään nestetilavuuden yli vaikuttavaa paine-eroa  $p_1 - p_2$  termillä  $\Delta p$ . Tällöin voidaan kirjoittaa yhtälö (7).

$$\Delta p = 64 \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \frac{v}{d} \quad (7)$$

Havaitaan, että yhtälön (7) viimeinen termi on yhtälön (2) mukaisen Reynoldsin luvun käänteisarvo, joten voidaan muodostaa yhtälö (8).

$$\Delta p = \frac{64}{Re} \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (8)$$

Merkitään yhtälössä (8) esiintyvää Reynoldsin luvun sisältämää termiä yhtälön (9) mukaisesti.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (9)$$

missä esiintyvää termiä  $\lambda$  kutsutaan kitkavastuskertoimeksi [-]. Nyt voidaan kirjoittaa yhtälö (10), joka on kitkavastushäviön yhtälö, kun virtauskanavan poikkileikkaus on ympyrä. [1, s. 58]

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (10)$$

missä  $\Delta p$  on tarkasteltavan nestetilavuuden yli vaikuttava painehäviö [Pa],  $\lambda$  on kitkavastuskerroin [-],  $l$  on virtauskanavan pituus [m],  $d$  on virtauskanavan halkaisija [m],  $\rho$  on nesteen tiheys [kg/m<sup>3</sup>] ja  $v$  on virtausnopeus [m/s].

Kitkavastushäviön yhtälö (10) perustuu laminaarisen virtauksen yhtälöön (4), jossa oletetaan, että virtaus on stationaarista, isotermistä ja täysin kehittyntä. Kyseistä kitkavastushäviön yhtälöä voidaan kuitenkin soveltaa myös muille virtaustyypeille. Yhtälöä (10) voidaan käyttää erilaisten laminaaristen virtaustilanteiden lisäksi myös turbulenttisten virtaustilanteiden käsittelyyn. Tällöin käsiteltävän virtaustyyppin vaikutus täytyy huomioida kitkavastuskertoimen määrittelyssä. [1, s. 58] Tätä kitkavastuskertoimen määrittelyä käsitellään tämän luvun alaluvuissa.

### 3.1.1 Laminaarisen virtauksen kitkavastushäviöt

Yhtälössä (10) voidaan käyttää yhtälön (9) mukaista kitkavastuskerrointa vain, mikäli tarkasteltava putkivirtaus on luonteeltaan laminaarista ja isotermistä. Tällöin virtaavan nesteen lämpötilan tulee säilyä muuttumattomana. Yhtälön (9) mukaisen kitkavastuskertoimen käyttäminen edellyttää myös, että tarkasteltava virtaus on täysin kehittyntä. Tällöin virtaustilanteen tulee täyttää epäyhtälön (11) mukainen ehto. [1, s. 58]

$$\frac{l}{d} \geq 0,06 Re \quad (11)$$

missä  $l$  on virtauskanavan pituus [m],  $d$  on virtauskanavan halkaisija [m] ja  $Re$  on yhtälön (2) mukainen Reynoldsin luku.

Mikäli epäyhtälön (11) mukainen ehto ei täyty, virtaus ei ole täysin kehittyntä kyseisessä tarkastelupisteessä. Tällöin laminaarisen ja isotermisen virtauksen kitkavastuskerroin määritetään yhtälöstä (12). [1, s. 58 - 59]

$$\lambda = \frac{96}{Re} \quad (12)$$

Virtaus on lämpötilatarkastelun kannalta adiabaattista, mikäli sen lämpötila vaihtelee huomattavasti ajan funktiona. Mikäli adiabaattinen virtaus on laminaarista ja täysin kehittyntä, sen kitkavastuskerroin voidaan määrittää yhtälöstä (13) [1, s. 59].

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (13)$$

Yhtälöistä (1), (2), (9), (10), (12) ja (13) havaitaan, että putken pituus ja halkaisija ovat ainoat putken ominaisuudet, jotka vaikuttavat syntyviin kitkavastushäviöihin, mikäli virtaus on laminaarista. Tällöin esimerkiksi putken sisäpinnan pinnanlaatu ei vaikuta syntyviin häviöihin. [1, s. 59] Havaitaan myös, että tarkasteltavan virtaustilanteen kitkavastushäviöt ovat suoraan verrannollisia virtausnopeuteen.

### 3.1.2 Turbulenttisen virtauksen kitkavastushäviöt

Mikäli käsiteltävänä on turbulenttinen virtaus, yhtälössä (10) käytettävän kitkavastuskertoimen ratkaiseminen perustuu kokeellisesti määritettyihin yhtälöihin. Turbulenttisen virtauksen kitkavastuskertoimelle ei ole mahdollista muodostaa analyttistä yhtälöä. Tämä johtuu siitä, että turbulenttisen virtauksen kitkavastuskerroin on riippuvainen sekä putkimateriaalin pinnankarheudesta että putken halkaisijasta. Näiden tekijöiden vaikutus ei myöskään ole vakio vaan ne ovat Reynoldsin luvun funktioita. [1, s. 59]

Turbulenttisessa virtaustilanteessa kitkavastuskertoimen määrittämiseen käytettävä yhtälö on riippuvainen niin sanotusta putkiluokasta [1, s. 60]. Putkiluokka sen sijaan on Reynoldsin luvun ja putken suhteellisen pinnankarheuden funktio taulukon 2 mukaisesti.

*Taulukko 2. Kitkavastuskertoimen määrittämisessä käytettävä putkiluokitus, missä  $Re$  on Reynoldsin luku [-],  $Rz$  on putken pinnankarheus [m] ja  $d$  on putken halkaisija [m]. [1, s. 60]*

Arvoalue	Putkiluokka
$Re \left( \frac{Rz}{d} \right) < 65$	Hydraulisesti sileät putket
$65 < Re \left( \frac{Rz}{d} \right) < 1300$	Ylimenoalue
$1300 < Re \left( \frac{Rz}{d} \right)$	Hydraulisesti karheat putket

Virtausputken sisäpinnan pinnankarheuteen vaikuttavat muun muassa putken materiaali sekä putken käyttöikä [1, s. 59]. Taulukko 3 havainnollistaa eräiden virtauskanavien pinnankarheuksien kokoluokkaa.

Taulukko 3. Virtauskanavien absoluuttisia pinnankarheuksia [1, s. 59]

Virtauskanavamateriaali	Rz [mm]
Saumaton tarkkuusteräsputki	0,01 – 0,04
Kuumavalssattu putki	0,05 – 0,10
Hydrauliletku	0,02 – 0,03

Mikäli käsiteltävä virtauskanava on hydraulisesti sileä putki taulukon 2 mukaisesti, kitkavastuskertoimen määrittämiseen käytettävä yhtälö riippuu Reynoldsin luvusta. Mikäli Reynoldsin luku toteuttaa ehdon  $Re < 10^5$ , kitkavastuskerroin määritetään yhtälön (14) mukaisesti. Kyseistä yhtälöä kutsutaan Blasiuksen yhtälöksi. [1, s. 60]

$$\lambda = 0,3164Re^{-0,25} \quad (14)$$

Sen sijaan, mikäli hydraulisesti sileän putken tapauksessa Reynoldsin luku toteuttaa ehdon  $10^5 < Re < 5 \cdot 10^6$ , kitkavastuskerroin ratkaistaan yhtälön (15) mukaisesta Nikuradsen yhtälöstä [1, s. 60].

$$\lambda = 0,0032 + 0,221Re^{-0,237} \quad (15)$$

Hydraulisesti sileillä putkilla voidaan käyttää lisäksi yhtälön (16) mukaista Prandtin ja v. Kármánin iteratiivista yhtälöä. Tämän yhtälön käyttäminen edellyttää ehdon  $Re > 10^6$  toteutumista [1, s. 60].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \lg(Re\sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (16)$$

Sen sijaan, mikäli tarkasteltava virtauskanava kuuluu taulukon 2 mukaiseen ylimenoalueen putkiluokkaan, kitkavastuskerroin ratkaistaan yhtälön (17) mukaisesta Prandtl-Colebrookin iteratiivisesta yhtälöstä [1, s. 60].

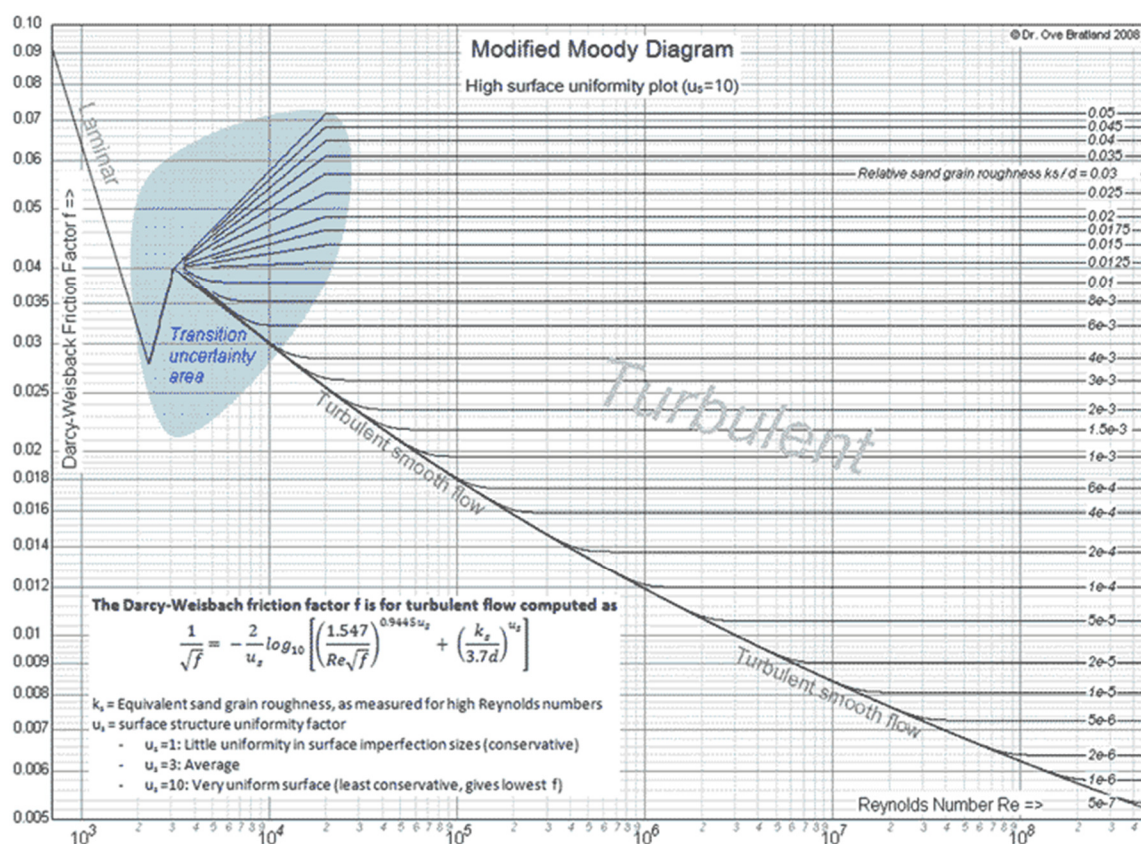
$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left[ \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} + \frac{Rz}{d} 0,269 \right] \quad (17)$$

Hydraulisesti karheille putkille on määritetty kaksi vaihtoehtoista yhtälöä, josta kitkavastuskerroin voidaan määrittää. Tällöin voidaan käyttää joko yhtälön (18) mukaista Nikuradsen yhtälöä tai yhtälön (19) mukaista Moodyn yhtälöä [1, s. 61].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \lg \left( \frac{Rz}{d} \right) + 1,14 \quad (18)$$

$$\lambda = 0,0055 + 0,15 \left( \frac{Rz}{d} \right)^{1/3} \quad (19)$$

Yhtälössä (10) käytettävä kitkavastuskerroin voidaan määrittää myös erilaisia valmiita käyrästäjä käyttäen. Yleisimmin käytetty käyrästäö on kuvan 24 mukainen Moodyn käyrästäö. [1, s. 61]



Kuva 24. Moodyn diagrammi [9]

Kuvan 24 mukaisen käyrästäön oikeanpuoleiselta pystyakselilta valitaan käytettävää putkea vastaava suhteellinen pinnankarheus. Tämän jälkeen vaaka-akselilta valitaan tarkasteltavan virtaustilanteen mukainen Reynoldsin luku. Näiden suureiden perusteella voidaan määrittää kyseisen tilanteen kitkavastuskertoimen arvo Moodyn käyrästäön vasemmanpuoleiselta pystyakselilta. Kuten kuvasta 24 havaitaan, Moodyn käyrästäö kattaa suurelta osin turbulentsisia virtaustapauksia. Havaitaan kuitenkin, että kyseisestä käyrästäöstä voidaan määrittää myös laminaaristen virtaustilanteiden kitkavastuskertoimen arvoja, mikäli virtaukset ovat isotermisiä [1, s. 61]. Kaavio selventää myös laminaarisen virtaustilanteen kitkavastushäviöiden lineaarista luonnetta sekä turbulentsin virtaustilanteen epälineaarista luonnetta. Kuvan 24 mukaisen käyrästäön vasempaan yläkulmaan on merkitty myös laskennallisesti epävarma alue, jossa laminaarinen virtaus vaihtuu turbulentsiseksi. Kuvan 24 mukainen Moodyn käyrästäö esitetään myös liitteessä 1.

### 3.2 Kertavastushäviöt

Hydraulijärjestelmissä on tyypillisesti useita kohtia, joissa virtauksen suunta tai nopeus muuttuu. Tällaisia kohtia ovat muun muassa useat letku- ja putkiliittimet sekä venttiileiden sisäiset virtauskanavat. Tyypillisesti tällaisissa tilanteissa virtaus muuttuu turbulenttiseksi jo todella pienillä Reynoldsin luvun arvoilla. Tällaisesta kertavastushäviöstä aiheutuvan painehäviön suuruus voidaan määrittää yhtälöstä (20)

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (20)$$

missä  $\zeta$  on kertavastuskerroin [-],  $\rho$  on nesteen tiheys [ $\text{kg/m}^3$ ] ja  $v$  on virtausnopeus [ $\text{m/s}$ ]. [1, s. 65]

Yhtälössä (20) esiintyvän kertavastuskertoimen arvo riippuu erittäin paljon jokaisen virtaustilanteen yksilöllisistä ominaisuuksista, kuten virtauskanavan fyysisestä rakenteesta. [1, s. 65] Taulukossa 4 havainnollistetaan kertavastuskertoimen tyypillisiä arvoja.

*Taulukko 4. Tyypillisiä kertavastuskertoimien arvoja [1, s. 65]*

Putkiston osa	$\zeta$
Suora putkiliitos	0,5
Kulmaliitos	1,0
Putkimutka	0,4
Putkihaara	1,0
Putken laajennus	0,5
Venttiilit	3-6

On syytä kiinnittää erityistä huomiota siihen, että taulukossa 4 esitettävät arvot ovat ainoastaan suuntaa antavia eikä niitä voida sellaisenaan käyttää yksilöllisten tilanteiden painehäviöiden tarkkaan määrittämiseen. Taulukosta 4 havaitaan, että suurimmat yksittäiset kertavastushäviöt muodostuvat yleensä venttiileissä. Taulukon 4 mukaan venttiileissä esiintyvät kertavastuskertoimien arvot ovat tyypillisesti 3 – 6, mutta käytännössä kuristukseen perustuvan venttiilin kertavastuskertoimen arvo voi olla lähes mikä tahansa positiivinen reaaliluku. [1, s. 65]

## 4 HYDRAULIVENTTIILISTÖJEN SUUNNITTELUVAATIMUKSET

Tämän työn tärkeimpänä tietolähteenä toimii Solving- yhtiön sisäinen tietokanta, joka ei luonnollisestikaan ole julkinen tietolähde. Tämän työn mukainen hydraulijärjestelmien luokittelu pyritään suorittamaan siten, että luokittelu kuvaisi mahdollisimman tarkasti koko Solving Oy:n SW-trukkituotannon hydraulijärjestelmätarvetta. Solving ostaa nykyään lähes kaiken hydraulisuunnittelunsa alihankintana, joten tässä luvussa käsiteltäviä hydraulijärjestelmiä ei ole suunniteltu Solving Oy:llä. Tässä luvussa selvennetään SW-trukkien yleisimpien hydraulijärjestelmien ominaisuuksia ja luonnetta.

Aluksi SW-trukkien hydraulijärjestelmiä käsitellään yleisellä tasolla siten, että keskitytään järjestelmien tyypillisiin suoritusarvoihin sekä mekaniikan että hydrauliiikan osalta. Tällöin tarkastellaan muun muassa hydraulijärjestelmien yleisiä painetasoja sekä järjestelmissä kulkevien tilavuusvirtojen suuruuksia.

Tämän luvun lopussa keskitytään hydraulijärjestelmien järjestelmätason tarkasteluun, jolloin tarkastellaan erilaisia järjestelmätasolla tehtyjä suunnitteluratkaisuja. Kyseisessä luvussa SW-trukkituotannon hydraulijärjestelmät luokitellaan kolmeen pääryhmään. Kyseinen luokittelu toimii tässä työssä tehtävän hydraulisten venttiilijärjestelmien kehitystyön pohjana. Tässä työssä esiteltävä lohkoventtiileiden Solving-standardi perustuu täysin tässä luvussa esiteltävään hydraulijärjestelmien luokitteluun.

Solving Oy on erikoistunut asiakkaille räätälöitävien tuotteiden suunnitteluun ja valmistukseen. Asiakkaan yksilöllinen ongelma toimii jokaisen tuotteen perusteena ja lähtökohtana. On hyvin yleistä, että jokaisen yksittäisen SW-trukin valmistussarjat ovat erittäin pienet. Usein yksittäinen projekti sisältää ainoastaan yhden SW-trukin. Toisin sanoen, lähes jokainen projekti on ainutlaatuinen kokonaisuus ja yleensä eri projektien luonteet poikkeavat toisistaan paljon. Tästä johtuen myös SW-trukkien hydraulijärjestelmien yleiset ominaisuudet poikkeavat toisistaan hyvin paljon.

Tyypillisen SW-trukin hydraulijärjestelmän tehtävänä on tuottaa mekaaninen nostoliike hydraulisten sylinterien välityksellä. Nostettavan kuorman massa vaihtelee erittäin paljon sovelluksesta riippuen. Yleensä kuorma on kuitenkin 1000 kg – 30 000 kg. Suurista kuormituksista huolimatta SW-trukkien hydraulijärjestelmät mitoitetaan tyypillisesti siten, että järjestelmien painetasot ovat lähes aina pienempiä kuin 200 bar. [5] Hydraulisylinteri on SW-trukin yleisin toimilaite, joten hydraulijärjestelmien painetaso määrätään tyypillisesti hydraulisylinterien dimensioiden avulla. Havaitaan, että SW-sovellusten painetasot ovat alhaisia, kun niitä verrataan mobilelaitteiden



hydraulijärjestelmien yleisiin painetasoihin. Mobilelaitteiden hydraulijärjestelmien painetasot ovat tyypillisesti 250 bar – 400 bar [1, s. 3]. Tosin joissain SW-trukkien erikoissovelluksissa käytetään ajoittain jopa 400 bar:n painetasoja [5].

Tarkasteltavien SW-trukkien hydraulijärjestelmien tilavuusvirtatasot ovat tyypillisesti noin 5 L/min – 30 L/min, joten alhainen painetaso ei aiheuta merkittävää lisäystä järjestelmissä ilmeneviin virtaushäviöihin. Mikäli toimilaitteilta vaadittaisiin suuria liikenopeuksia, virtaushäviöiden minimointi vaatisi tilavuusvirtatasojen pienentämistä. SW-trukeissa tämä tarkoittaisi käytännössä sitä, että järjestelmissä käytettävien hydraulisten sylintereiden dimensioita täytyisi pienentää. Kyseinen toimenpide sen sijaan aiheuttaisi hydraulijärjestelmien painetason nousemisen, joka täytyisi ottaa huomioon koko järjestelmän mitoittamisessa sekä komponenttien valinnassa.

Matalat paine- ja tilavuusvirtatasot saavat aikaan sen, että SW-trukkien hydraulijärjestelmillä siirrettävät tehotkin ovat usein melko alhaisia. Tyypillisen SW-trukin hydraulijärjestelmällä siirrettävän hydraulisen tehon suuruus on noin 1 kW – 5 kW. Kuva 11 havainnollistaa poikkeuksellista SW-trukkia, jonka hydraulijärjestelmässä esiintyy noin 20 kW:n hydraulisia tehoja. [5]

Solving Oy:n SW-trukkien hydraulijärjestelmille on myös hyvin yleistä, että fyysisen hydraulijärjestelmän asennustila on hyvin rajoitettu. On osoittautunut että, koko SW-trukkien tuotantoprosessi tehostuisi, mikäli hydraulijärjestelmien fyysistä tilantarvetta kyettäisiin pienentämään.

SW-trukkien toimintaympäristöt eivät aseta yleensä korkeita vaatimuksia hydraulijärjestelmille. Tyypillisesti SW-trukin toimintaympäristönä toimii tavallinen tehdasympäristö, jolloin esimerkiksi ympäristön lämpötila on jatkuvasti noin 20 °C [5]. Vakaa ja maltillinen ympäristön lämpötila sekä SW-trukeissa esiintyvät alhaiset hydrauliset tehot saavat aikaan sen, että hydraulijärjestelmien lämpötasapainoon ei normaalisti tarvitse kiinnittää erityistä huomiota.

SW-trukkeja käytetään tyypillisesti sovelluksissa, joissa hydraulijärjestelmiltä ei vaadita tarkkaa ja nopeaa takaisinkytkentää. Hydraulisten toimilaitteiden liikenopeuksia ohjataan yleensä pumpun käyttömoottorin kierrosnopeutta ohjaamalla. Useissa tapauksissa nopeuden ohjaamiseen riittää jopa haluttu määrä diskreettejä nopeusarvoja. [5] Tällöin kyseinen nopeuden ohjaus suoritetaan On/Off-venttiileillä siten, että mukana ei ole ohjelmallista säätötekniikkaa. Tällaista järjestelmää havainnollistetaan kuvan 26 hydraulikaaviossa. Edellä kuvatut seikat saavat aikaan sen, että nykyisten SW-trukkien hydrauliventtiileiltä ei vaadita erityisen nopeita vasteaikoja. On osoittautunut, että mikäli hydrauliventtiilin vasteaika on korkeintaan 100 ms, se soveltuu useimpien SW-sovellusten hydraulijärjestelmiin [5]. SW-trukeissa käytettävät hydrauliventtiilit eivät yleensä sovellu proportionaaliseen ohjaukseen tai säätöön. Venttiilit eivät sovellu

myöskään takaisinkytkettyihin servojärjestelmiin. Taulukkoon 5 on koottu SW-trukkien hydraulijärjestelmiin liittyviä yleisiä arvoja.

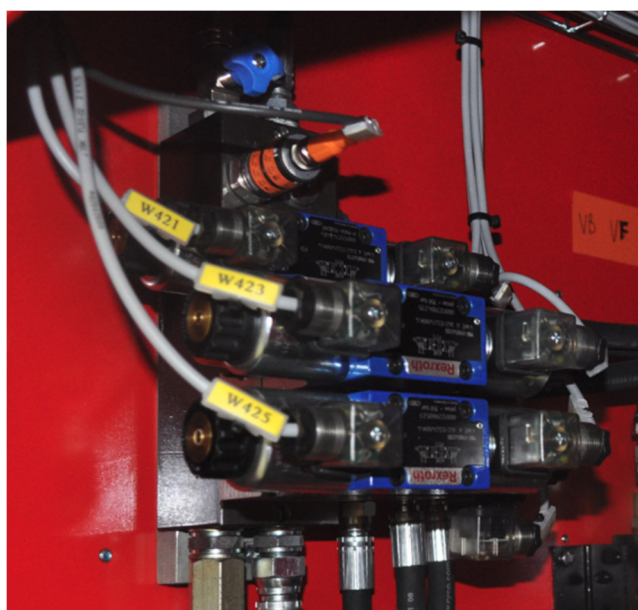
*Taulukko 5. SW-trukkien hydraulijärjestelmiin liittyviä yleisiä parametreja*

Ominaisuus	Arvo
Käsiteltävän kuorman massa	1000 kg - 30 000 kg
Hydraulijärjestelmän painetaso	< 200 bar
Hydraulijärjestelmien tilavuusvirrat	5 L/min – 30 L/min
Järjestelmillä siirrettävät hydrauliset tehot	1 kW – 5 kW
Ympäristön lämpötila	Noin 20 °C
Järjestelmiin soveltuvien venttiileiden vasteajat	< 100 ms

Tämän työn mukainen lohkoventtiileiden Solving-standardi luodaan siten, että sen sisältämät lohkoventtiilit toteuttavat taulukossa 5 esitetyt vaatimukset.

## 4.1 Järjestelmätyypit

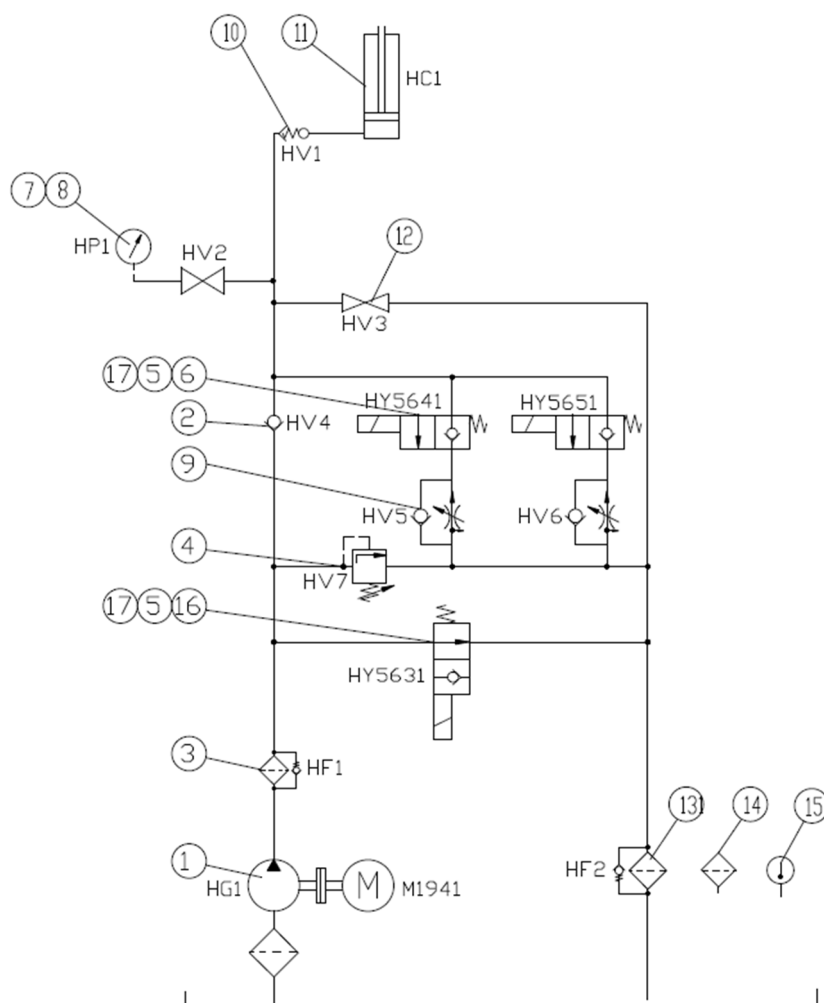
SW-trukkien hydraulijärjestelmien yleisin toimilaite on hydraulisylinteri. Tyypillisessä SW-trukissa on 1 – 4 kappaletta hydraulisylintereitä, joilla toteutetaan haluttu nostoliike. Eräissä SW-trukeissa käytetään myös hydraulimoottoreita, mutta se ei ole SW-tuotannossa yleistä. Solving Oy:n hydraulijärjestelmille on ominaista, että jokainen yksittäinen hydrauliventtiili asennetaan erikseen venttiilien asennuslevyyn kuvan 7 mukaisesti. Joissain tapauksissa eräille venttiileille käytetään kuitenkin kuvan 25 mukaista yhteistä, sisäisillä virtauskanavilla varustettua aluslaattaa.



*Kuva 25. Yhteiseen asennuslaattaan asennettuja suuntaventtiileitä [5]*

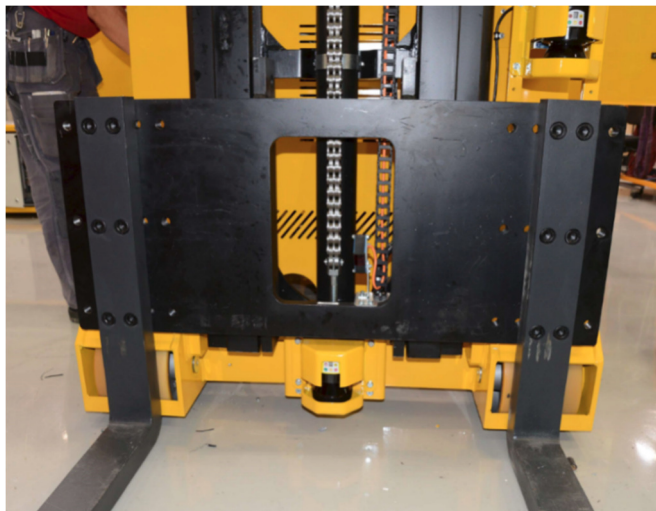
Kuvan 25 mukaisen asennuslaatan käyttäminen yksinkertaistaa hydrauliiikan asentamista sekä tehostaa hydrauliiikan fyysistä tilankäyttöä, koska tällöin venttiilien välille ei tarvitse asentaa erillisiä putkituksia.

SW-trukkien tuotannossa on yleistä, että vaadittu nostotoiminto toteutetaan yhdellä sylinterillä, jolloin synkronointiin ei luonnollisestikaan tarvitse kiinnittää huomioita. Tällaisten järjestelmien nostotoiminnon nopeuteen vaikutetaan yleensä hydraulijärjestelmän pumpun käyttömootorin kierrosnopeutta ohjaamalla. On hyvin yleistä, että SW-trukin hydraulijärjestelmässä käytetään pumppua, jonka kierrostilavuus on vakio. Pumpun käyttömootorina on hyvin usein vaihtovirralla toimiva sähkömootori. Tällöin käyttömootorin pyörimisnopeuteen voidaan vaikuttaa ohjaamalla moottorille syötettävän vaihtosähkövirran taajuutta. Sen sijaan tällaisten järjestelmien kuormanlaskutoiminto toteutetaan SW-trukeissa yleensä kahden säädettävän virtausvastuksen avulla. Tällöin laskunopeudelle saavutetaan kolme diskreettiä arvoa riippuen siitä, kuinka laskuventtiileitä ohjataan. [5] Kuva 26 havainnollistaa erään SW-trukin hydraulijärjestelmää, jossa käytetään vain yhtä hydraulisylinteriä nostoliikkeen toteuttamiseen.



Kuva 26. Hydraulikaavio järjestelmästä, joka sisältää ainoastaan yhden nostosylinterin [5]

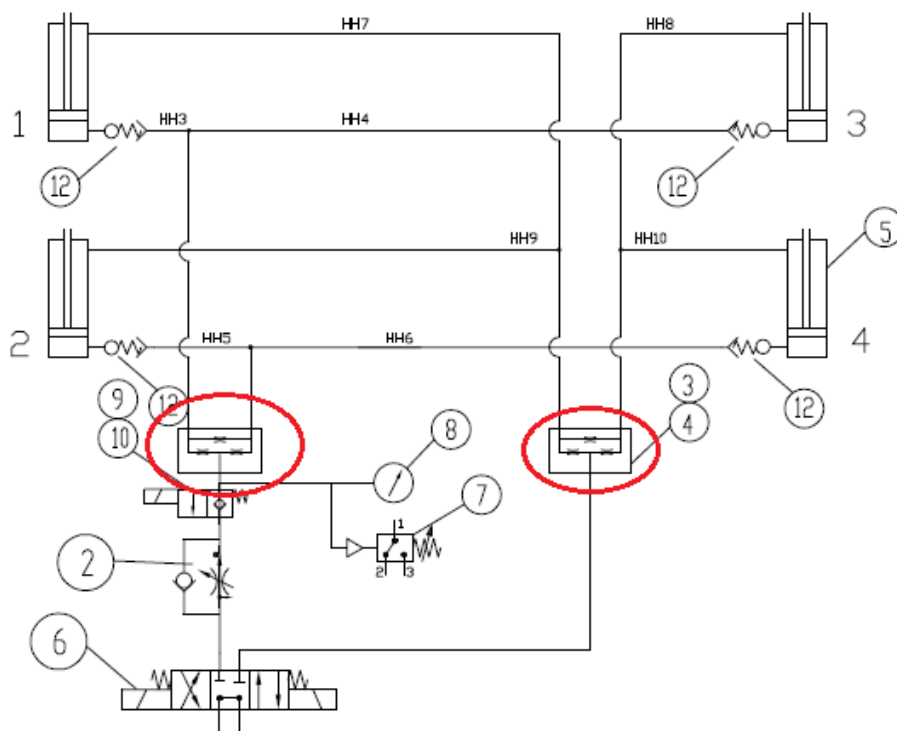
Kuvan 26 mukaisesta kaaviosta havaitaan, että nostoliikkeen aktivointi ja vapaakierron valinta tehdään samalla venttiilillä. Tällöin vapaakierto päättyy välittömästi nostoliikkeen alkaessa. Samasta hydraulikaaviosta havaitaan myös, että hydraulijärjestelmää ei ole suojattu ylipaineelta, mikäli trukin nostokapasiteetti ylitetään, kun kuvan 27 mukaiset nostopiikit ovat ylhäällä.



*Kuva 27. Erään SW-trukin nostotoiminnon keskeisiä komponentteja, kun nostotoiminto toteutetaan yhdellä sylinterillä. [5]*

Edellä kuvailtu ylikuormitustilanne olisi teoreettisesti mahdollinen, mikäli truckia lastattaisiin, kun nostotoiminto on yläasennossa. Toisaalta kyseisten sovellusten luonne on sellainen, että edellä mainittu tilanne on hyvin epätodennäköinen.

Mikäli SW-trukin nostotoiminto toteutetaan usealla nostosylinterillä, nostoliikkeen stabiliteetin kannalta on yleensä erittäin oleellista, että kaikki hydraulisylinterit toimivat mahdollisimman samanaikaisesti riippumatta sylintereiden kuormitusten eroavaisuuksista. Tällöin hydraulisylintereiden käyttö täytyy synkronoida joko hydraulisesti tai mekaanisesti. Synkronoinnilla pyritään siihen, että pumpun tuottama tilavuusvirta jakautuu tasaisesti kaikille nostosylintereille riippumatta sylintereiden kuormitusten eroista. Hydraulisen tilavuusvirran synkronoitu jakaminen SW-trukin sylintereiden kesken toteutetaan erittäin usein kuvassa 28 esitetyn hydraulikaavion esittämällä tavalla. Tällöin tilavuusvirran jakamisesta vastaavat Sun Hydraulics- yhtiön markkinoimat FSBS-XAN virranjakoventtiilit, jotka on merkitty punaisilla ympyröillä kuvaan 28. [5]



Kuva 28. Virranjakoventtiilit synkronoimassa sylintereille menevää tilavuusvirtaa [5]

Kuvaan 28 merkittyjen virranjakoventtiilien fyysistä olemusta havainnollistetaan kuvassa 29.

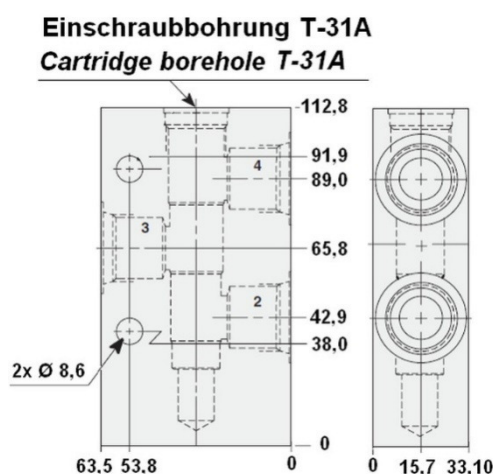


Kuva 29. Virranjakoventtiili FSBS-XAN [10]

Kyseiset venttiilit ovat lohkoasenteisia, joten ne täytyy asentaa sopivaan venttiililohkoon. Solving Oy:n SW-trukeissa kyseiset venttiilit asennetaan kuvan 30 mukaiseen venttiililohkoon, jonka yksityiskohtia selvennetään kuvassa 31. [11]



Kuva 30. Venttiilirunko venttiilille FSBS-XAN [12]

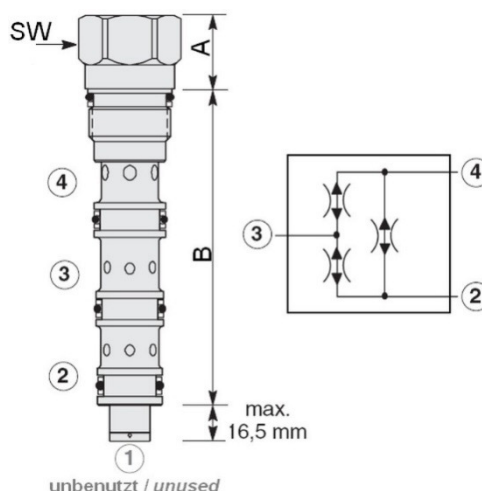


Kuva 31. Venttiilin FSBS-XAN venttiilirungon yksityiskohtia [12]

Valmistaja ilmoittaa FSBS-XAN- venttiilin tilavuusvirtakapasiteetiksi 2,5 – 12 l/min ja suurimmaksi sallituksi paineeksi 350 bar. Valmistajan mukaan venttiili kykenee painekompensointiin siten, että se jakaa tilavuusvirran kahteen osaan riippumatta virtauskanavien kuormituseroista. Suurimmaksi mahdolliseksi virheeksi ilmoitetaan tässä suhteessa 3 %. Venttiilin avulla ei voida toteuttaa tarkkaa tilavuusvirran synkronointia, mutta FSBS-XAN- venttiili pyrkii minimoimaan virtauskanavien tilavuusvirtojen välisen eron. Kyseisen venttiilin valmistaja ei tarkenna kyseisen venttiilin toimintaa tarkemmin kuin, että sen toiminta perustuu painekompensointiin. [11] Tarkasteltavan venttiilin virtauskanavien sijoittelua havainnollistetaan kuvassa 32.

Kyseinen venttiili toimii molemmissa virtaussuunnissa siten, että venttiilin avulla voidaan myös yhdistää kahdesta kanavasta saapuvat tilavuusvirrat yhden kanavan

tilavuusvirraksi. [11] Venttiilissä on myös niin sanottu staattinen synkronointiominaisuus, joka tasaa sylintereiden paine-erot, kun kuvassa 28 näkyvän 4/3-suuntaventtiilin (venttiili 6) sähköohjaus loppuu.



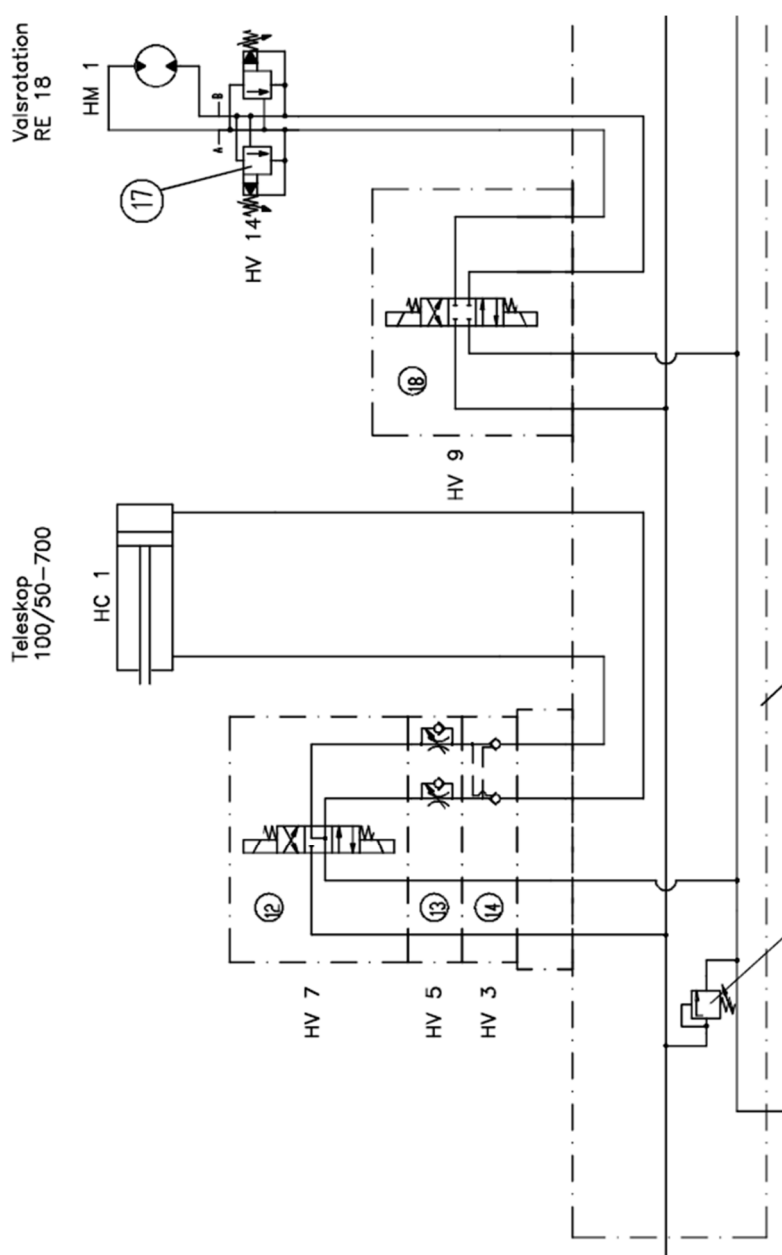
Kuva 32. Virranjakoventtiilin FSBS-XAN yksityiskohtia sekä piirrossymboli [10]

Havaitaan tosin, että kyseinen staattinen synkronointiominaisuus vastaa toiminnaltaan normaalin putki- tai letkuliitoksen toimintaa. Tällöin raskaimmin kuormitetun sylinterin kammioista virtaa tilavuusvirtaa heikommin kuormitettujen sylintereiden kammioihin kuvan 28 kaavion mukaisesti. Tämä aiheuttaa SW-trukin kuormitustilanteessa sen, että raskaimmin kuormitetun sylinterin mäntä liikkuu miinus-suuntaan. Toisaalta vähemmän kuormitettujen sylintereiden männät liikkuvat tällöin plus-suuntaan kuvan 28 kaavion mukaisesti. Normaalitylanteessa kaikkien sylintereiden männänvarret koskettavat kannateltavaa taakkaa, joten liikkeen aikana plus-suuntaan liikkuvien mäntien sylintereiden paineet kasvavat. Vastaavasti miinus-suuntaan liikkuvien mäntien sylinterikammioissa vallitsevat paineet pienenevät. Lopulta saavutetaan tasapainotila, jolloin kammioiden paineet ovat tasaantuneet ja mäntien liike pysähtyy värähtelyn vaimennuttua. [11] Systemin lopullinen asema määräytyy trukilla kannateltavan massan painopisteestä. On huomionarvoista, että taakka kallistuu, mikäli taakan painopiste on lähellä trukin tukipinnan reunaa. Kyseinen taakan kallistuminen saattaisi aiheuttaa kannateltavan taakan stabiiliteetin menetyksen, mikäli sylintereiden nostokorkeus olisi suuri. Toisaalta tällaisten SW-sovellusten nostokorkeudet ovat hyvin pieniä ja taakan käsittelyn käytännön toteutus on järjestetty siten, että painopiste sijaitsee lähes keskellä tukipintaa.

Kyseinen venttiili ei jaa tilavuusvirtaa täysin tasaisesti normaalin ohjauksen aikana, jolloin tilavuusvirta kulkee kaikkien kuvassa 32 näkyvien virtauskanavien kautta [11]. Myös tällöin on teoreettisesti mahdollista, että epätasapainoinen kuormitus aiheuttaisi

taakan stabiiliten menetyksen. Tämäkin seikka on kuitenkin huomioitu, SW-trukin rakenteellisella suunnittelulla.

Eräs SW-trukeissa toistuvasti käytetty hydraulijärjestelmätyyppi on järjestelmä, jossa käytetään useita hydraulisia toimilaitteita, joiden toiminta ei ole riippuvainen muiden samassa järjestelmässä olevien hydraulisten toimilaitteiden toiminnasta. Tällöin on hyvin tyypillistä, että jokaista toimilaitetta ohjataan omalla 4/3-suuntaventtiillä. Tällöin kyseisille suuntaventtiileille käytetään yhteistä paine- ja tankkilinjaa. Tällaisissa järjestelmissä on yleensä 1 – 4 erillistä toimilaitetta siten, että yleisimpänä toimilaitteena on hydraulisylinteri. Toisaalta kyseisissä järjestelmissä käytetään ajoittain myös hydraulimoottoreita, kuten kuvan 33 kaavio osoittaa.



Kuva 33. Yksityiskohta erään SW-trukin hydraulijärjestelmästä, jossa käytetään toisistaan riippumattomia toimilaitteita. [5]



Kuvan 33 mukaiset SW-trukkien hydraulijärjestelmät sisältävät yleensä myös vapaakiertoventtiilin, vaikka kuvan 33 järjestelmässä sitä ei olekaan. Kuten muissakin SW-trukkien hydraulijärjestelmissä, myös tämän järjestelmätyypin yhteydessä on tavallista, että käytetään yksittäisiä hydraulikomponentteja, jotka kytketään toisiinsa letkuilla ja putkilla. Kuvan 33 mukaisessa järjestelmässä käytetään kuitenkin yhteistä asennusalustaa suuntaventtiilien asentamiseen. Tätä ratkaisua havainnollistetaan kuvassa 25.

Edellä tehdyistä tarkasteluista havaitaan, että SW-trukkien hydraulijärjestelmät jakautuvat karkeasti kolmeen pääluokkaan. Tässä työssä kehitettävä lohkoventtiileiden Solving-standardi perustuu kyseiseen luokitteluun ja edellä mainitut luokat nimetään taulukon 6 mukaisesti.

*Taulukko 6. Solving-standardin pääluokat*

Havaittu pääluokka	Solving-standardissa käytettävä termi
Yhden toimilaitteen järjestelmät	OCU (One Cylinder Usage)
Synkronoivat virranjakuventtiilit	SV (Synchronizing Valves)
Toisistaan riippumattomat toimilaitteet	IA (Independent Actuators)

Kyseisistä pääluokista käytetään jatkossa taulukon 6 mukaisia nimiä, mikäli ei toisin mainita.

## 4.2 Standardit ja direktiivit

Hydraulijärjestelmien ominaisuuksia säätelevät useat kansalliset lait ja standardit, jotka pohjautuvat usein Euroopan unionin säätämiin direktiiveihin [13, s. 3] Konetekniikan turvallisuuskysymysten kannalta erittäin keskeinen direktiivi on konedirektiivi, joka täytyy ottaa huomioon myös tämän työn mukaisessa kehitystyössä. Hydrauliventtiilistöjen kehittämisessä on syytä huomioida myös standardit SFS-EN 1037 ja ISO 4413-2010, joita käsitellään tässä luvussa. Konedirektiivissä ja edellä mainituissa standardeissa esiintyviä keskeisimpiä vaatimuksia käsitellään tässä työssä myös lohkoventtiileiden laadullisen analyysin yhteydessä.

Euroopan parlamentin ja neuvoston hyväksymän konedirektiivin 2006/42/EY määritelmän mukaan koneella tarkoitetaan ”toisiinsa liitettyjen osien ja komponenttien yhdistelmää, jossa on tai joka on tarkoitettu varustettavaksi muulla kuin välittömällä ihmis- tai eläinvoimalla toimivalla voimansiirtojärjestelmällä ja jossa ainakin yksi osa tai komponentti on liikkuva ja joka on kokoonpantu erityistä toimintoa varten.” [14, s. 4] Havaitaan, että kyseinen määritelmä sisältää myös tässä työssä käsiteltävät SW-trukit. Toisin sanoen, CE-merkityn SW-trukin täytyy toteuttaa konedirektiivin 2006/42/EY mukaiset vaatimukset. Sen sijaan on kuitenkin erittäin tärkeää havaita, että tämän työn

mukaiset hydrauliventtiilistöt eivät itsessään kykene suorittamaan mitään toimintoa, joten ne eivät ole edellä olevan määritelmän mukaisia koneita. Tästä syystä ei voida olettaa, että tämän työn mukaiseen kehitystyöhön käytettävät hydrauliventtiilit olisivat CE-merkittyjä. Toisaalta edellä mainitun konedirektiivin mukaan ”Kone on suunniteltava ja rakennettava niin, että se soveltuu tarkoitukseensa ja sitä voidaan käyttää, säätää ja huoltaa henkilöitä vaarantamatta silloin, kun nämä toimet suoritetaan tarkoitettulla tavalla, mutta ottaen huomioon myös sen kohtuudella ennakoitavissa oleva väärinkäyttö.” [14, s. 13] Havaitaan, että edellä mainittu vaatimus koskee epäsuorasti myös SW-trukeissa käytettävien hydrauliventtiilistöjen suunnittelua ja toteuttamista. Mikäli hydraulijärjestelmä ei mahdollista edellä mainittujen vaatimusten toteutumista, SW-trukille ei voida myöntää CE-merkintää.

Konedirektiivi 2006/42/EY käsittelee myös hydraulineesteeseen liittyviä seikkoja. Konedirektiivin mukaan ”Erityisesti kone, jossa käytetään fluideja (nesteitä tai kaasuja), on suunniteltava ja rakennettava siten, että ehkäistään täyttämisestä, käytöstä, talteenotosta tai tyhjentämisestä johtuvat riskit.” [14, s. 13] Muualla konedirektiivissä esiintyy vaatimus, joka tukee edellä mainittua vaatimusta. Konedirektiivin toiminnan aikaista rikkoutumisriskiä selventävässä luvussa nimittäin mainitaan, että ”Fluideja sisältävien, erityisesti korkeapaineisten putkien ja letkujen on kestettävä ennakoidut sisäiset ja ulkoiset kuormitukset ja oltava lujasti kiinnitetyt ja/tai suojatut sen varmistamiseksi, ettei murtumasta aiheudu riskiä.” [14, s. 18] Edellä mainittu vaatimus koskee myös lohkoventtiileiden lohkorunkoja. Patruunaventtiileiden kiinnitysporausten ominaisuuksien täytyy olla niin laadukkaita, että riittävän lujat kiinnitykset on mahdollista suorittaa. Edellä mainitut vaatimukset edellyttävät myös sitä, että lohkorunkojen materiaaliominaisuudet ovat riittävällä tasolla.

Konedirektiivi 2006/42/EY sisältää myös koneiden ergonomiaan liittyviä seikkoja, jotka täytyy ottaa huomioon hydrauliventtiilistöjä suunniteltaessa. Konedirektiivin mukaan ”Tarkoitetuissa käyttöolosuhteissa on koneen käyttäjään kohdistuva epämukavuus, väsymys sekä fyysinen ja psyykinen kuormitus minimoitava --” [14, s. 14]. Tässä yhteydessä konedirektiivissä mainitaan, että koneen säädettävyydessä täytyy ottaa huomioon käyttäjien fyysinen voima ja kestävyys. Vaatimuksena on myös, että käyttäjän kehon osilla täytyy olla riittävästi tilaa liikkua eikä kone saa määrätä käyttäjien työahtia. Konedirektiivi myös suosittelee välttämään sitä, että käyttäjältä vaadittaisiin pitkäaikaista keskittymistä vaativaa valvontaa. Kaikki edellä olevat vaatimukset kootaan konedirektiivissä siten, että ”ihminen-kone rajapinta on mukautettava koneen käyttäjien ennakoitavissa oleviin ominaisuuksiin.” [14, s. 14] Edellä mainitut vaatimukset liittyvät erittäin oleellisesti hydrauliventtiilistöjen suunnitteluun etenkin venttiilistöjen fyysisen rakenteen eli lay-outin osalta. Säädettävät venttiilit on sijoitettava siten, että niiden saavutettavuus on mahdollisimman vaivatonta huoltotilanteen yhteydessä. On myös pyrittävä siihen, että käyttäjä voisi olla sekä fyysisen että psyykkisen ergonomian kannalta miellyttävässä asennossa, kun hän huoltaa tai säätää hydrauliventtiilistöä.

Suunnittelussa täytyy ottaa huomioon myös, että manuaalisesti säädettävien venttiilien säätöön ei vaadita kohtuuttoman suuria voimia. Konedirektiivi 2006/42/EY sisältää myös lisävaatimuksia, jotka liittyvät erittäin läheisesti edellä mainittuihin vaatimuksiin. Konedirektiivi sisältää muun muassa koneen kunnossapitoa käsittelevän luvun, jonka mukaan ”Säätö- ja kunnossapitokohtien on sijaittava vaaravyöhykkeen ulkopuolella. Säätö-, kunnossapito-, korjaus-, puhdistus ja huoltotoimenpiteet on voitava tehdä koneen ollessa pysähtynyt” [14, s. 23].

Hydraulijärjestelmiltä vaadittujen ominaisuuksien lukumäärä kasvaa, mikäli järjestelmä sisältää mahdollisuuden energian varastoitumiseen. SW-trukkien hydraulijärjestelmissä energiaa voi varastoitua kannateltavien taakkojen potentiaalienergiaksi. Tällöin kannateltava taakka ylläpitää järjestelmän painetasoa, vaikka koneen toiminnot olisivat pysäytetty. Ajoittain SW-trukeissa käytetään myös paineakkuja, jotka varastoivat energiaa. Tällaiset energiaa varastoivat kokonaisuudet täytyy suunnitella ja toteuttaa niin, että ne eivät aiheuta ylimääräisiä riskejä käyttäjille. Konedirektiivissä 2006/42/EY kyseinen seikka ilmaistaan siten, että ”Energiansyötön katkaisun jälkeen on voitava normaalilla tavalla purkaa koneen piireihin jäänyt tai varastoitunut energia ilman, että henkilöille aiheutuu riski” [14, s. 23].

Standardissa SFS-EN 1037 ”esitetään koneiden suunnittelijoiden ja koneturvallisuusstandardeja valmistevien teknisten komiteoiden käyttöön tarkoitettu kuvaus koneiden odottamattoman käynnistymisen estämiseen käytettävissä olevista rakenteellisista toimenpiteistä.” [15, s. 6] Standardissa SFS-EN 1037 käsitellään melko kattavasti energian purkamista ja erottamista. Toisaalta kyseinen standardi käsittelee energian erottamista ja purkamista yleisesti siten, että ensisijaisena sovelluskohteena ei ole hydraulikka. Samoin kuin konedirektiivissä, myös standardissa SFS-EN 1037 mainitaan yksiselitteisesti, että koneeseen varastoitunut energia on kyettävä purkamaan turvallisesti. Hydraulijärjestelmien osalta kyseinen standardi mainitsee hydrauliventtiilit. Tämä vaatimus täytyy ottaa huomioon tässä työssä tehtävässä suunnittelussa siten, että suunniteltaviin hydraulijärjestelmiin täytyy sisällyttää manuaaliset kuormanlaskuventtiilit.

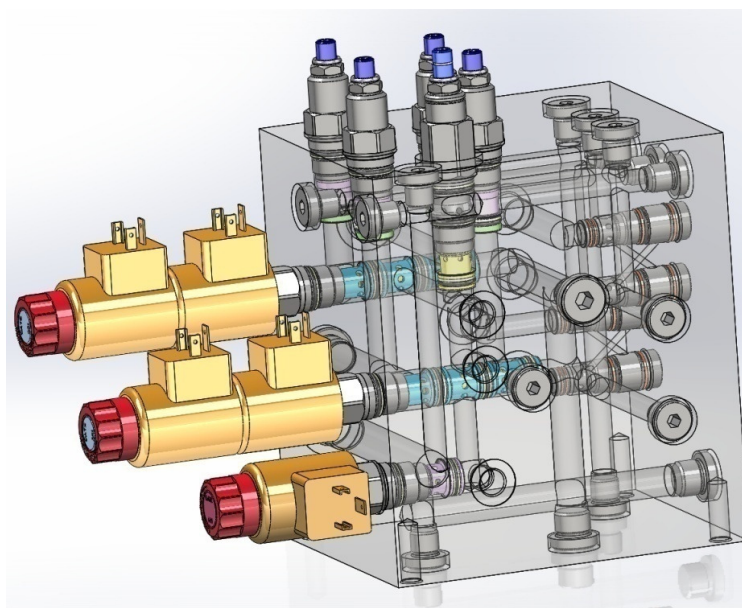
Standardissa SFS-EN 1037 mainitaan myös, että varastoituneen energian poistuminen on kyettävä todentamaan luotettavasti asian mukaisilla menetelmillä. [13, s. 5] Kyseinen standardi käyttää esimerkkinä tapausta, joka viittaa suoraan hydraulijärjestelmiin. Standardin SFS-EN 1037 mukaan ”Koneessa on oltava laitteet (esim. painemittarit) tai testauskohdat joiden avulla voidaan varmistaa, että koneen niissä kohdissa, joihin toimenpiteitä ollaan kohdistamassa, ei ole energiaa” [15, s. 12].

Myös standardi ISO 4413-2010 ottaa kantaa fluidin paineen käyttäytymiseen hydraulijärjestelmissä. Kyseinen standardi on eurooppalainen standardi, joka on vahvistettu kansalliseksi standardiksi Suomessa [13, s. 5]. Standardi ISO 4413-2010

sisältää yleisiä sääntöjä ja turvallisuusvaatimuksia hydraulijärjestelmille sekä niissä käytettäville komponenteille [16, s. 1]. Tässä työssä esitettävän kehitystyön osalta standardin ISO 4413-2010 vaatimukset vastaavat melko tarkasti standardissa SFS-EN 1037 esitettyjä vaatimuksia. Toisaalta standardissa ISO 4413-2010 mainitaan myös, että ”paineen häviäminen tai alenema ei saa altistaa henkilöitä vaaralle, eivätkä ne saisi vahingoittaa konetta.” [16, s. 14]. Tämä vaatimus täytyy ottaa huomioon, kun puretaan fluidin paineeseen varastoitunutta energiaa.

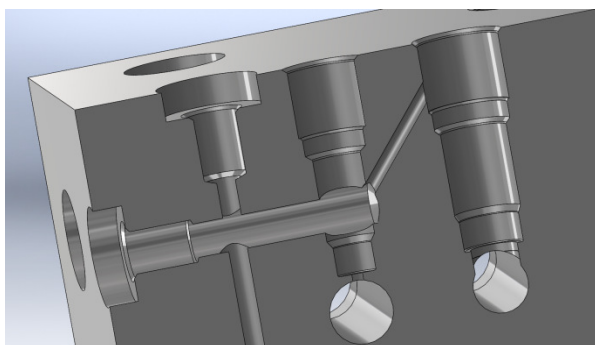
## 5 LOHKOVENTTIILIEN RAKENNE JA SUUNNITTELU

Hydraulinen lohkoventtiili on tilavuusvirran lähteen ja hydraulisten toimilaitteiden välissä sijaitseva komponentti, joka säätelee toimilaitteille kulkevaa hydraulista tilavuusvirtaa. Jokainen lohkoventtiiliratkaisu koostuu kahdesta alijärjestelmästä; venttiilirungosta ja siihen asennettavista patruunaventtiileistä. Venttiilirungon tehtävänä on toimia patruunaventtiileiden asennusrunkona. Lohkoventtiilin runko sisältää myös tarvittavat virtauskanavat siten, että patruunaventtiileiden tilavuusvirrat ohjautuvat halutulla tavalla. Rungossa olevat virtaustiet toteutetaan venttiilirunkoon tehtävillä porauksilla, kuten kuva 34 osoittaa. Venttiilirungon virtausporausten koneistaminen vaatii usein niin sanottujen apuporausten tekemistä. Apuporauksia ei käytetä lohkoventtiilin hydraulisina liitäntöinä vaan ne tulpataan. Kuvassa 34 näkyy useita apuporauksia. Venttiilirungon materiaali määräytyy lohkoventtiilissä vaikuttavan maksimipaineen mukaan. Yleisenä periaatteena on, että alhaisilla paineilla rungon materiaalina käytetään alumiinia ja korkeilla paineilla terästä. Sen sijaan matalan ja korkean paineen määrittelyissä on eroavaisuuksia eri valmistajilla. Esimerkiksi Sun Hydraulics -yhtiö suosittelee alumiinia venttiilirunkojen materiaaliksi, mikäli järjestelmän painetaso on korkeintaan 210 bar. Tätä korkeammilla painetasoilla venttiilirunkojen materiaaliksi suositellaan terästä. [11] Toisaalta esimerkiksi HydraForce-yhtiö suosittelee venttiilirunkojen materiaaliksi alumiinia vielä 250 bar:n paineilla [17]. Myös venttiilirungon materiaalina käytettävän alumiinin tai teräksen laatu riippuu valmistajasta. Osoittautuu, että eri valmistajat painottavat hieman erilaisia materiaaliominaisuuksia valitessaan venttiilirunkojen materiaaleja.



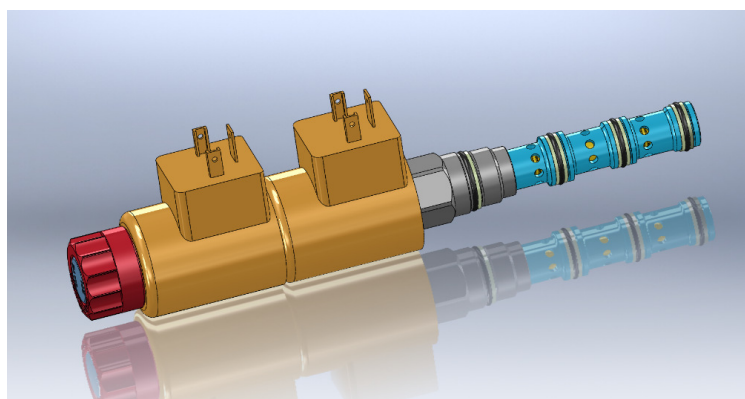
Kuva 34. Tyypillisen lohkoventtiilin rakenteen havainnollistus

Lohkorunkoon tehtävät asennus-, virtaus- ja apuporaukset ovat useimmiten niin sanottuja suoria porauksia, kuten kuva 34 osoittaa. Lohkon poraukset on kuitenkin mahdollista toteuttaa myös niin sanottuina vinoporauksina. Kuva 35 havainnollistaa lohkoa, jonka eräs esiohjauspainekanava on toteutettu vinoporauksella. Kyseisessä kuvassa näkyy myös suoria porauksia. Vinoporausten maksimaalisella käytöllä kyetään valmistamaan merkittävästi pienempiä lohkorunkoja kuin pelkkien suorien porausten käytöllä. Vinoporausten käytöllä voidaan jopa puolittaa lohkorungon tilavuus, kun vertailukohtana käytetään suorilla porauksilla valmistettua vastaavaa lohkorunkoa. [18]



*Kuva 35. Venttiilirungon leikkaus*

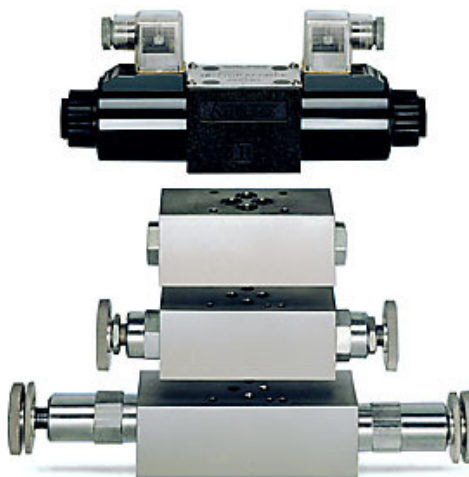
Lohkoventtiilin varsinainen toiminta saadaan aikaan venttiilirunkoon asennettavilla niin sanotuilla patruunaventtiileillä. Patruunaventtiilit ovat toimintaperiaatteeltaan samanlaisia kuin useat muutkin hydrauliventtiilit, mutta niillä ei ole omaa venttiilirunkoa. Lohkoventtiilin venttiilirunko toimii jokaisen patruunaventtiilin yhteisenä runkona. Tällöin samaan lohkoon voidaan asentaa useita venttiileitä. Patruunaventtiilit kiinnitetään lohkoon yleensä joko kierteillä tai erillisellä venttiilikannella. [1, s. 354] Patruunaventtiileiden kierrekiinnitys on usein lohkoventtiilin tilankäytön kannalta optimaalisinta. Kuva 36 havainnollistaa erään patruunaventtiilin rakennetta. Kyseinen venttiili on sähköohjattu 4/3-suuntaventtiili, jolla ei ole omaa venttiilirunkoa. Hydraulisen toiminnon toteuttava osio on merkitty kuvaan 36 sinisellä värillä. Sen sijaan sähkökomponentit on merkitty kyseiseen kuvaan keltaisella värillä.



*Kuva 36. 4/3-suuntaventtiilinä toimiva sähköohjattu patruunaventtiili*

Kuvan 36 mukaisen patruunaventtiilin sähköohjaus toteutetaan kahdella solenoidilla. Kyseisessä kuvassa näkyy myös molempien solenoidien sähköliitännät. Kuvan 36 mukainen patruunaventtiili asennetaan kierteiden välityksellä venttiilirunkoon, kuten kuva 34 osoittaa.

Useissa järjestelmissä käytetään myös kuvan 37 mukaisia modulaarisia lohkoventtiilijärjestelmiä. Tällaiset niin sanotut Sandwich-venttiilit valmistetaan liittämällä yhteen useita alilohkoja. Tällaisen ratkaisun etuna on, että lohkon hydraulisia ominaisuuksia voidaan muokata myöhemmin, mikäli tarvetta ilmenee. Toisaalta jokainen virtauskanavan liitos aiheuttaa järjestelmään vuotoja. Sandwich-venttiili ei ole myöskään tilankäytön ja hyötysuhteen kannalta niin optimaalinen kuin yhdestä venttiilirungosta koostuva kompakti lohkoventtiili.



*Kuva 37. Useasta venttiilirungosta koostuvan Sandwich-venttiilin havainnollistus [19]*

Tämän dokumentin mukaisen kehitystyön vaatimusmäärittelystä kävi ilmi, että kehitystyössä tulee painottaa kustannustehokkuutta, minimaalista tilankäyttöä sekä helppoa asennettavuutta. Tärkeä lähtökohta on myös se, että kehitettäviä järjestelmiä voidaan soveltaa mahdollisimman laajasti SW-trukkien hydraulijärjestelmissä. Osoittautuu, että yhdestä venttiilirungosta koostuvat lohkoventtiilit täyttävät edellä mainitut vaatimukset erittäin hyvin. Tästä syystä tämän työn mukainen kehitystyö keskittyy ainoastaan lohkoventtiileihin, joiden rakenne on samankaltainen kuin kuvassa 34 esitettävällä lohkoventtiilillä.

Osoittautuu, että lohkoventtiiliratkaisuun siirtyminen aiheuttaa sekä välittömiä että välillisiä kustannushyötyjä. Välittömiin kustannusvaikutuksiin kuuluu muun muassa hydraulisten venttiileiden alentuneet hankintakustannukset, asentamiseen käytettävän ajan lyheneminen sekä venttiilistöjen energiatehokkuuden paranemisesta aiheutuvat kustannushyödyt. Välillisinä etuina voidaan pitää muun muassa hydraulijärjestelmien

parantuneen puhtauden aiheuttamia kustannushyötyjä. Lohkoventtiiliratkaisun käyttäminen vähentää yksittäisten komponenttien asentamisia hydraulijärjestelmään, jolloin epäpuhtauksia siirtyy järjestelmään aikaisempaa vähemmän. Hydraulijärjestelmien puhtaustasojen kehittyminen sen sijaan muun muassa vähentää järjestelmien häiriöitä, jolloin asiakastyytyväisyys paranee. On selvää, että asiakastyytyväisyyden kehittyminen on yrityksen taloudellisen edun mukaista. Lohkoventtiileiden välillisenä etuna voidaan pitää myös sitä, että kyseinen ratkaisu mahdollistaa venttiileiden sijoittamisen aikaisempaa pienempään tilaan. Tällöin asennustilaa vapautuu muille komponenteille, jolloin esimerkiksi sähkökomponenttien sijoitteluun käytettävä suunnittelu-aika vähenee.

## 5.1 Lohkosuunnittelun ohjelmistotarjontaa

Lohkoventtiileiden tehokas suunnittelu edellyttää kehittyneen suunnitteluohjelmiston käyttöä. Lohkojen suunnitteluohjelmistot sisältävät algoritmeja, jotka minimoivat lohkon tilavuuden optimoimalla porausten sijainnin, lukumäärän ja syvyyden.

Markkinat tarjoavat useita erilaisia vaihtoehtoja lohkoventtiiliratkaisun soveltamiseksi. Eräs mahdollisuus on käyttää täysin ulkopuolista suunnittelutahoa, jolloin käytännön lohkosuunnittelu tapahtuu alihankintana. Tällöin tilaajana toimivan osapuolen ei tarvitse hankkia lohkosuunnitteluun vaadittavaa osaamista eikä ohjelmistoja. Kyseinen ratkaisu on usein ajankäytön kannalta tehokas, mutta tällöin lohkon tilaaja ei aina ole tietoinen lohkon suunnittelun yksityiskohdista. Mikäli lohkon tilaaja haluaa suunnitella sovellustensa mukaiset lohkoventtiilit itse, on syytä käyttää jotain markkinoilla olevaa suunnitteluohjelmistoa. Kyseisiä suunnitteluohjelmistoja on nykyään saatavilla todella paljon. Tyypillisesti jokainen lohkovalmistaja käyttää omia ohjelmistojaan ja tarjoaa niitä myös asiakkaidensa käyttöön.

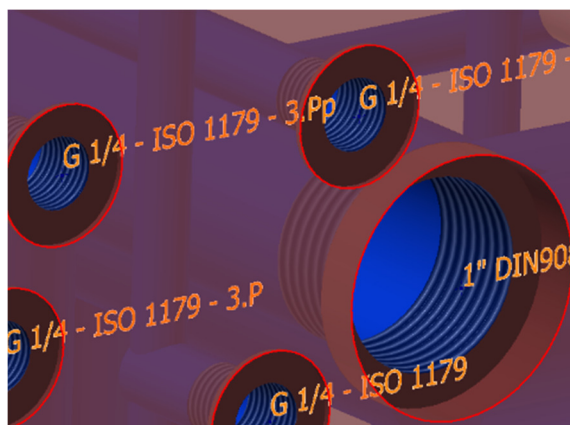
Maailmanlaajuisesti toimiva HydraForce-yritys tarjoaa lohkosuunnittelun apuvälineeksi i-Design-ohjelmistoa. Kyseinen ohjelmisto mahdollistaa sekä hydraulikaavioiden että lohkoventtiileiden suunnittelun. i-Design sisältää laajan hydraulikomponenttien symbolikirjaston, jossa on patruunaventtiileiden lisäksi myös muun muassa pumppujen, moottoreiden ja sylintereiden hydraulisymboleja. Symbolikirjasto sisältää lisäksi jokaisen patruunaventtiilin tekniset tiedot sekä englanniksi että kiinaksi. i-Design mahdollistaa myös kyseisellä ohjelmistolla muodostetun hydraulikaavion mukaisen lohkoventtiilin 3D-suunnittelun. 3D-suunnitteluominaisuus on integroitu i-Design-ohjelmistoon eikä sen käyttö vaadi muiden 3D-ohjelmistojen rinnakkaiskäyttöä. [20]

Hollantilaisen PARO Software & Engineering- yrityksen tuotteisiin kuuluu lohkoventtiileiden suunnitteluun kehitetty Hydroman-ohjelmisto. Hydroman on itsenäinen 3D-suunnitteluohjelmisto, joka muodostaa suunniteltavasta lohkosta muun



muassa valmiin porauslistan, työ- ja kokoonpanopiirustukset sekä komponenttilistan. PARO Software & Engineering- yrityksen tuotteisiin kuuluu myös Hydrosym-ohjelmisto, joka on kehitetty hydraulikaavioiden suunnitteluun. Hydrosym- ja Hydroman-ohjelmistot ovat yhteensopivia siten, että Hydrosym- ohjelmistolla muodostettuja järjestelmiä voidaan sellaisenaan käyttää Hydroman- ohjelmiston syötteenä. PARO Software & Engineering- yrityksen kautta on mahdollista hankkia ilmainen versio sekä Hydrosym- että Hydroman- ohjelmistoista. Kyseisten ohjelmistojen täydet versiot ovat maksullisia. [21]

Italialainen Progetti Srl- yritys markkinoi kehittämäänsä Manifold Designer V4- ja Manifold Designer V4 LT- ohjelmistoja lohkoventtiileiden suunnitteluun. Kyseisen yrityksen mukaan, heidän kehittämänsä ohjelmistot ovat erittäin hyvin yhteensopivia Inventor- ohjelmiston kanssa. Kuten useissa muissakin lohkosuunnitteluohjelmistoissa, Manifold Designer- ohjelmistoissa on valmiita kirjastoja, jotka sisältävät muun muassa useita erilaisia patruunaventtiileitä asennusporauksineen. [22] Kuva 38 havainnollistaa asennusporausten suunnittelua ja visualisointia Manifold Designer V4- ohjelmistolla.



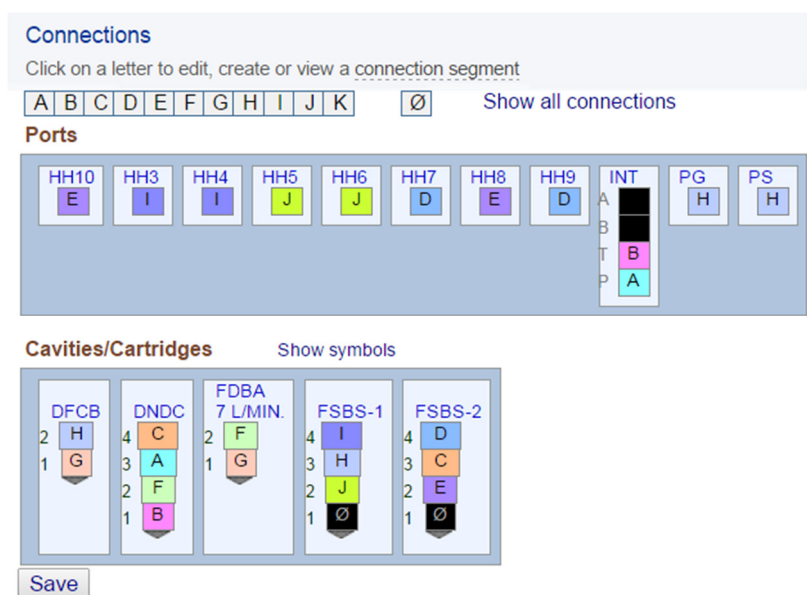
*Kuva 38. Poraussuunnittelua Manifold Designer V4 -ohjelmistolla [22]*

Progetti Srl- yrityksen ohjelmistot sisältävät myös virheiden havaitsemiseen kehitettyjä algoritmeja, jotka varoittavat käyttäjää erilaisista suunnitteluvirheistä. Kyseisten ohjelmistojen avulla on myös mahdollista visualisoida kytkentäsegmenttejä eri väreillä, jolloin lohkon 3D-mallin rakenteen hahmottaminen on helpompaa. Useiden lohkosuunnitteluohjelmistojen tavoin, Manifold Designer- ohjelmistot muodostavat lopuksi 2D-piirustukset 3D-mallin pohjalta. Progetti Srl- yritys tarjoaa mahdollisuuden tutustua Manifold Designer- ohjelmistoihin ilmaiseksi 30 vuorokauden ajan. Koeajan jälkeen ohjelmistojen käytöstä aletaan veloittaa käyttömaksua. [22]

## 5.2 QuickDesign-suunnitteluohjelmisto

Tämän dokumentin mukainen lohkosuunnittelu tehdään Sun Hydraulics -yhtiön QuickDesign-ohjelmistolla. Sun Hydraulics -yhtiö perustettiin vuonna 1970 Yhdysvaltain Sarasotassa, jossa yhtiön pääkonttori sijaitsee vielä nykyäänkin. Perustamisestaan lähtien Sun Hydraulics on tarjonnut maailmanlaajuisille markkinoille hydraulisia komponentteja ja järjestelmiä erilaisiin sovelluksiin. [23] Sun Hydraulics-yhtiön vuotuinen tuotto on kasvanut yli 20 %:lla vuosittain vuodesta 1972 lähtien. Yhtiö on myös maksanut osakkailleen osinkoa jokaiselta kvartaalilta 09.01.1997 lähtien, jolloin yhtiö listautui pörssiin. [11]

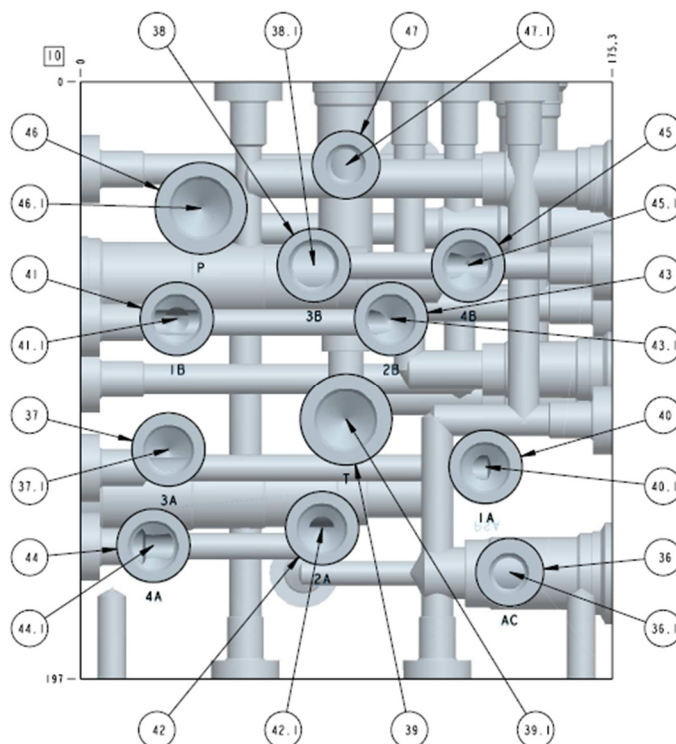
Sun Hydraulics -yhtiön QuickDesign -lohkosuunnitteluohjelmisto on ilmainen selainpohjainen ohjelmisto, jota voi soveltaa, mikäli suunniteltava lohko sisältää korkeintaan 12 patruunakomponenttia [11]. QuickDesign-ohjelmiston käyttöönotto on erittäin yksinkertaista ja ohjelmiston käyttöliittymä on todella intuitiivinen ja selkeä. QuickDesign-ohjelmiston periaatteena on, että käyttäjä syöttää selainpohjaisen käyttöliittymän välityksellä parametrit ja reunaehdot, jotka määrittelevät lohkoventtiilin ominaisuudet. Ensimmäisessä vaiheessa käyttäjä valitsee lohkoon tulevat patruunakomponentit. Yleensä nämä komponentit ovat patruunaventtiileitä, mutta Sun Hydraulics -yhtiön tuotteisiin kuuluu myös patruuna-asenteisia suodattimia. Ensimmäisessä QuickDesign-vaiheessa määritellään myös muun muassa ylimääräisten porausten käyttö, lohkon koneistettavien hydrauliliitäntöjen ominaisuudet sekä lohkorungon materiaali. QuickDesignin toisessa vaiheessa määritellään niin sanottu segmenttiverkko, joka määrää, kuinka patruunoiden portit ja lohkon ulkoiset portit kytketään toisiinsa lohkon sisäisten porausten avulla. Kuva 39 havainnollistaa kytkentämäärittelyn visuaalista ilmettä QuickDesignissä.



*Kuva 39. Yksinkertaisen lohkoventtiilin virtausporttien kytkentöjen määrittely QuickDesignissä [11]*

QuickDesign parametrisoinnin viimeisessä vaiheessa muodostetaan reunaehdot lohkon ulkoiselle rakenteelle. Jokainen lohkorunko sisältää kuusi sivua, joille porauksia voidaan sijoittaa. QuickDesign-suunnittelun viimeisessä vaiheessa määritellään ehtoja porausten sijainneille. Tällöin määrätään muiden muassa tulevan lohkon kiinnityspisteet, hydrauliliitäntöjen sijainnit, patruunoiden sijainnit, porttien välykset sekä apuporausten tulppausmenetelmä.

Parametrien määrittämisen jälkeen tiedot välitetään Sun Hydraulics -yhtiön palvelimille, joissa varsinaiset lohkosuunnitteluohjelmistot sijaitsevat. Kyseiset ohjelmistot suorittavat automatisoidusti lohkorakenteen laskennan, optimoinnin, iteroinnin sekä dokumentoinnin. Mahdollinen virhetilanne aiheuttaa hälytyksen QuickDesignin ylläpitoon. Tällöin QuickDesignin asiakastoiminnasta vastaavat henkilöt tarkistavat hälytyksen syyn ja ottavat yhteyttä alkuperäiseen suunnittelijaan, mikäli tarvetta ilmenee. Lopuksi QuickDesign-suunnittelijalle välitetään tarkat 2D- ja 3D-mallit, lohkoventtiilin hydraulikaavio, lohkorungon porausdokumentaatio sekä QuickDesign- parametritiedot. Kuva 40 havainnollistaa erään piirustustyyppin luonnetta.



*Kuva 40. Tyypillisen lohkorungon porausten havainnollistus*

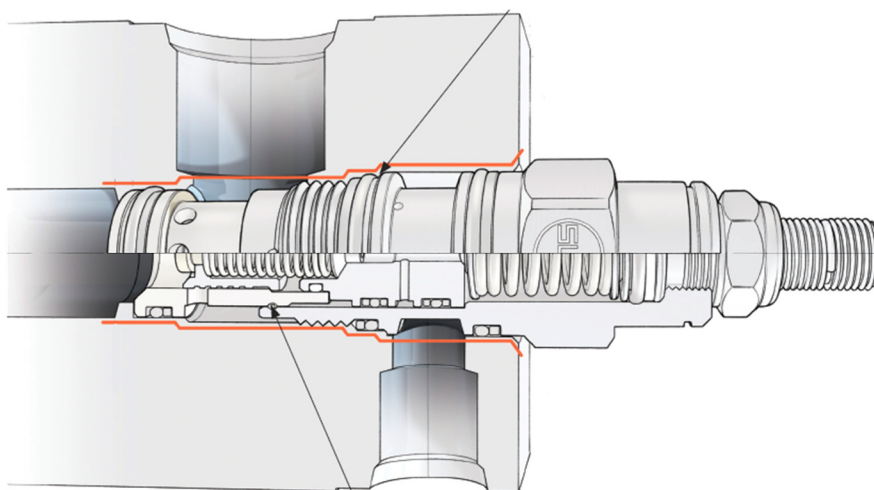
Mikäli asiakas haluaa, että lohkorungon valmistus ja lohkoventtiilin kokoonpano tapahtuu Yhdysvalloissa Sun Hydraulics -yhtiön organisoimana, valmis lohko tilataan Sun Hydraulics -yhtiön jälleenmyyjän kautta. Suomessa jälleenmyyjänä toimii Ab PMC Polarteknik Oy, jonka toimipiste sijaitsee Vantaalla. Toisaalta QuickDesignin tuottamat dokumentit mahdollistavat myös sen, että koneistus- ja kokoonpanopalvelut voidaan ostaa haluttaessa muualta. [18]

Sun Hydraulics -yhtiön tuotteiden korkea laatu, QuickDesign-ohjelmiston selkeys ja tehokkuus sekä hyvin toimiva yhteistyö Ab PMC Polarteknik Oy:n kanssa ovat keskeisimmät tekijät sille, että tämän työn lohkoventtiilikemitys toteutetaan QuickDesign-ohjelmistolla. Kehitystyön vaatimusmäärittelystä käy ilmi, että hydraulisuunnittelu täytyy siirtää Solving Oy:lle mahdollisimman laajasti. QuickDesignin käyttö mahdollistaa tämän vaatimuksen toteutumisen erittäin hyvin lohkoventtiileiden osalta. QuickDesign-ohjelmiston käyttöä puoltaa myös se, että Ab PMC Polarteknik Oy on toiminut Solving Oy:n alihankkijana jo aikaisemminkin.

### **5.3 Käytettävän ratkaisun ominaisuuksia**

Sun Hydraulics on kehittänyt ja patentoinut useita teknisiä innovaatioita, jotka parantavat patruunaventtiileiden toimintaa, käyttöä ja luotettavuutta. Kuten kuvasta 41 voidaan havaita, Sun Hydraulics -yhtiön patruunaventtiileiden kiinnityskierteet sijaitsevat

patruunan keskellä. Useiden muiden patruunavalmistajien patruunoiden kiinnityskierteet sijaitsevat patruunan alussa tai lopussa, jolloin ne rajoittavat patruunalle johdettavan virtausporauksen halkaisijaa. Sun Hydraulics -yhtiön patruunaventtiileiden yhteydessä virtauskanavat sen sijaan voidaan koneistaa suuremmiksi, jolloin lohkon virtauskanavissa esiintyvät painehäviöt pienenevät. Edellä mainittu kiinnityskierteiden sijoittaminen saa useissa patruunakonstruktioissa aikaan myös sen, että kierteiden molemmilla puolilla sijaitsee patruunaventtiilin virtausportteja. Usein tämä tarkoittaa myös sitä, että kierteiden molemmilla puolilla vaikuttaa hydraulinen paine, joka puolestaan vähentää kierteisiin kohdistuvaa rasitusta. [18, 24]



*Kuva 41. Sun Hydraulics -yhtiön patruunaventtiileiden rakenteen havainnollistus [24]*

Eräs Sun Hydraulics- yhtiön patruunaventtiileiden tekninen innovaatio on laaja ja jäykkä asemointipinta, joka sijaitsee kuvassa 41 olevan ylemmän nuolen kohdalla. Kyseinen ohjauspinta osallistuu patruunan tarkkaan asemointiin asennuksen aikana, mutta ennen kaikkea kyseinen pinta suojaa patruunaa, mikäli asennuksen aikana käytetään liian suurta esikieristysmomenttia. Toisaalta kyseinen pinta mahdollistaa myös suuremman esikieristysmomentin tietoisin käyttäminen. Suuren esikieristysmomentin ansiosta patruuna säilyttää asemansa kauan, vaikka hydraulijärjestelmän painevaihtelu olisi suurta. [24]

Kyseisten patruunaventtiileiden rakenne on suunniteltu myös niin, että ne sallivat melko suuria virheitä asennusporausten symmetrisyydessä. Kyseinen ominaisuus on toteutettu patruunan komponenttien konstruktiivisilla valinnoilla siten, että patruunakokonaisuus sallii melko suuria taivutuksia toiminnan häiriintymättä. [24] Sun Hydraulics- yhtiön patruunaventtiileiden rakenteen suunnittelussa ja toteutuksessa on huomioitu myös lohkorungon valmistustekniset haasteet sekä valmistuskustannukset. Sun Hydraulics on pyrkinyt minimoimaan vaadittavien asennusporausten valikoiman, jotta lohkon koneistuksen yhteydessä voidaan minimoida työstöporien vaihtamiseen kuluva aika. Tämä on johtanut siihen, että seitsemällä eri asennusporaustyypillä voidaan kattaa tavallisimmat patruunaventtiileiden asennusporaustarpeet. Tällä järjestelmällä voidaan kattaa tilavuusvirtatarpeet 1 L/min – 1100 L/min. [24]

## 6 LOHKOVENTTIILEIDEN PROTOTYYPIT

Kun teollisuusyritys siirtyy uuden teknologian käyttöön, prosessiin liittyy useita haasteita. Uuden teknologian luonne saattaa olla sellainen, että sen yhteydessä ei voida enää soveltaa aikaisemmin käytettyjä toimintamalleja. Usein uuteen teknologiaan siirtyminen aiheuttaa muutoksia teollisuusyrityksen organisaation eri osissa. Tällaisen muutoksen aikana on erittäin tärkeää, että muutokset tapahtuvat hallitusti, jotta uusi teknologia voisi tuottaa yritykselle aikaisempaa suurempaa lisäarvoa. Jotta uudet innovaatiot tuottaisivat lisäarvoa, täytyy organisaation toimintatapojen ja asenteiden muuttua uutta tilannetta vastaaviksi.

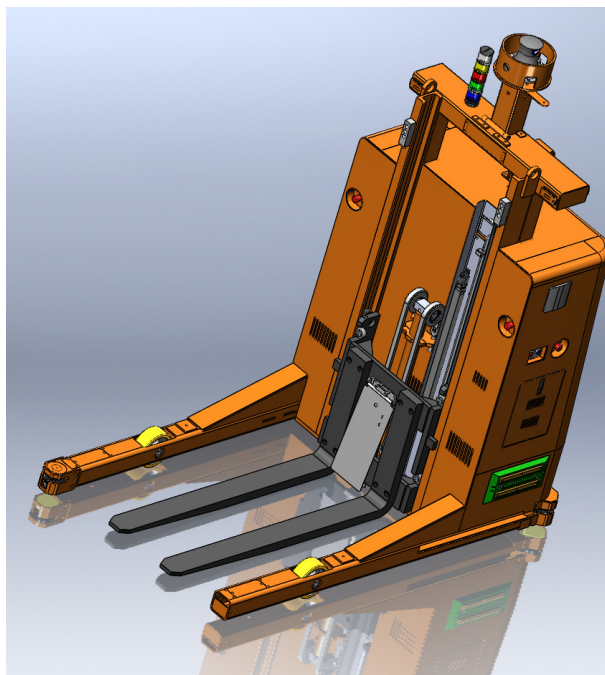
SW-trukkien hydraulijärjestelmissä ei ole aikaisemmin käytetty kuvan 34 kaltaisia kompakteja lohkoventtiileitä, joten Solving Oy:llä ei ole kokemusta kyseiseen ratkaisuun liittyvistä toimintamalleista. Tästä syystä on erittäin tärkeää, että lohkoventtiiliteknologiaan siirtyminen suunnitellaan huolellisesti. Kyseiseen teknologiaan siirtyminen on kuitenkin monimutkainen ja moniulotteinen prosessi. Tästä johtuen SW-trukkien lohkoventtiiliratkaisua sovelletaan ensin pienessä mittakaavassa, jotta havaitaan ratkaisuun liittyvät mahdolliset ongelmat ja haasteet. Toisin sanoen, kompaktien lohkoventtiileiden soveltumista SW-trukkeihin testataan prototyypeillä ennen kuin mahdollisesti siirrytään lohkoventtiiliratkaisun täysimittaiseen soveltamiseen.

Tämän työn mukaisten venttiilijärjestelmien kehitystyö perustuu luvussa 4 esitettyyn SW-sovellusten hydraulijärjestelmien luokitteluun. Kyseisessä luokittelussa SW-trukkien yleisimmät hydraulijärjestelmätyypit luokitellaan ja nimetään OCU-, SV- ja IA-luokkaan. Tämän työn mukaisen kehitystyön prototyypipivaihe ajoittuu siten, että SW-tuotanto tarvitsee OCU- ja SV-luokan mukaisia venttiilijärjestelmiä. Tästä syystä prototyypit valmistetaan ainoastaan näille edellä mainituille hydraulijärjestelmäluokille. Tähän työhön sisältyvä prototyypipivaihe ei sisällä IA-luokan mukaista prototyyppiä. Toisaalta OCU- ja SV-luokkien prototyypit antavat riittävän tarkan kokonaiskuvan sovellettavien lohkoventtiileiden teknisistä ominaisuuksista. Kyseisten luokkien prototyypit havainnollistavat riittäväällä tarkkuudella myös lohkoventtiiliratkaisuun siirtymisen logistisia seikkoja.

### 6.1 Prototyyppi OCU-lohkoventtiililuokasta

OCU-lohkoventtiililuokan prototyyppiä testataan kuvan 42 mukaisen SW-trukin hydraulijärjestelmässä. Kyseisen sovelluksen hydraulijärjestelmä on luvussa 4.1 esitetyn järjestelmän kaltainen. Kuvan 42 sovellus on AGV-ohjattu trucki, jonka navigointi perustuu laserkolmiomittaukseen. Kyseinen trucki operoi autonomisesti eräässä

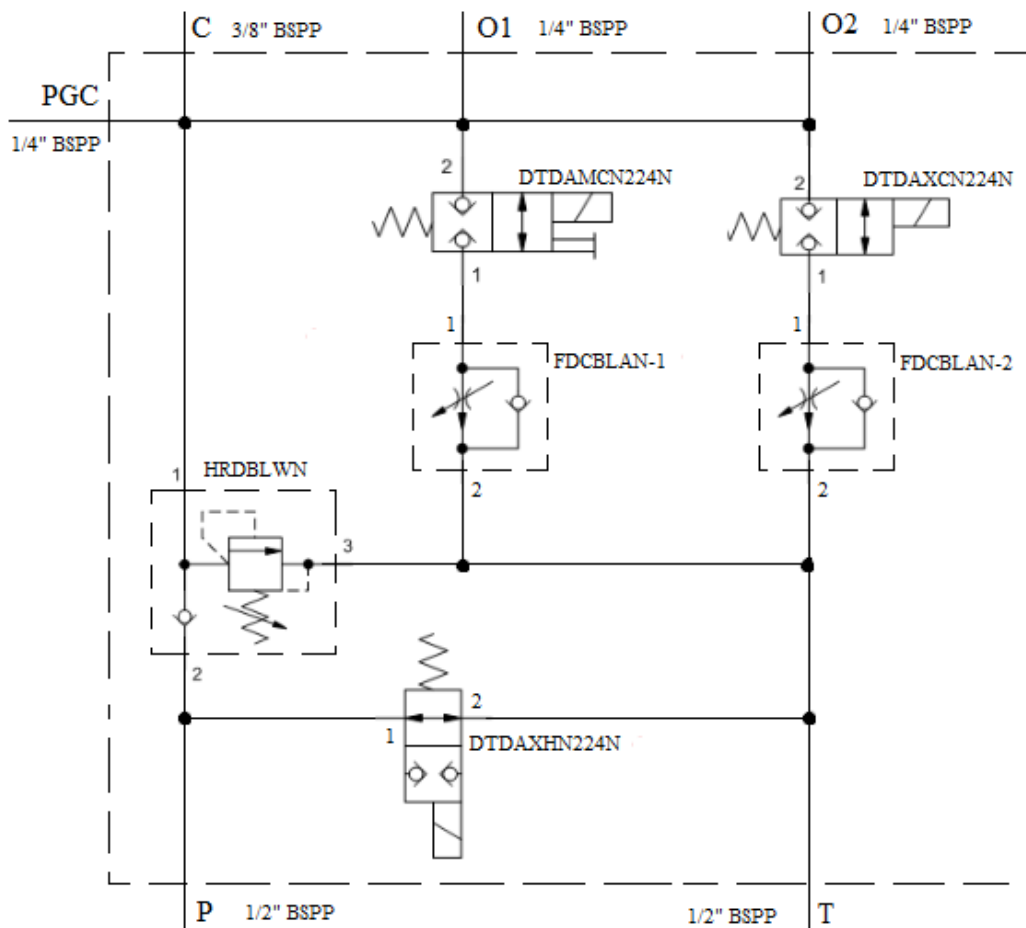
tuotantolaitoksessa, jossa se siirtää kuormia erityisten siirtolavojen välityksellä. Kyseinen trukki on sähkökäyttöinen ja se hakeutuu autonomisesti lataukseen, kun akun jännite laskee liian alhaiseksi. Kuvassa 42 esitettävän trukin nostokapasiteetti on 1600 kg ja trukin nostotoiminnon suurin nostokorkeus on noin 900 mm. Toisaalta, kyseinen trukki voidaan kytkeä myös manuaaliohjaukselle, jolloin trukkia voidaan ohjata lähikäyttöpaneelin avulla. [5]



*Kuva 42. SW-trukki, johon sovelletaan OCU-hydraulijärjestelmäluokan mukaista lohkoventtiiliä [5]*

Kuvan 42 trukkiin sovellettavan OCU-lohkoventtiililuokan prototyyppi toteuttaa luvussa 4.1 kuvatut hydraulitoiminnot, kuten kuvan 43 mukaisesta hydraulikaaviosta voidaan havaita. Toisaalta OCU-lohkoventtiilin prototyyppi sisältää joitain eroavaisuuksia kuvan 26 mukaiseen järjestelmään verrattuna. Havaitaan, että kuvan 43 mukaisen järjestelmän HRDBLWN-paineenrajoitusventtiilin yhteyteen on integroitu vastaventtiili. Kyseinen vastaventtiili lukitsee nostosylinterin hydraulisesti, kun nostotoiminto keskeytetään. Havaitaan myös, että kyseisen vastaventtiilin sijainti mahdollistaa järjestelmän ylipainesuojan myös eräissä erikoistilanteissa. Tällainen tilanne syntyisi, jos kuvan 42 mukaista trukkia kuormattaisiin, kun trukin nostotoiminto on staattisessa tilassa yläasennossa. Tällöin kuvan 43 mukainen HRDBLWN-paineenrajoitusventtiili estäisi ylipaineen aiheuttamat vaurioitumiset järjestelmässä. Aikaisemmin tällaista ominaisuutta ei ole sisällytetty kaikkien SW-trukkien hydraulijärjestelmiin, joiden tehtävänä on ollut yhden nostosylinterin käyttö. Havaitaan myös, että OCU-lohkoventtiililuokan prototyyppi ei sisällä erillistä, manuaalisesti käytettävää kuorman laskuun tarvittavaa venttiiliä. Sen sijaan kyseinen toiminto on integroitu patruunaventtiiliin

DTDAMCN224N, joka on merkitty kuvaan 43. Kyseinen venttiili sisältää niin sanotun override-toiminnon, joka mahdollistaa venttiilin manuaalisen käytön, mikäli sähköohjausta ei voida käyttää. [11]

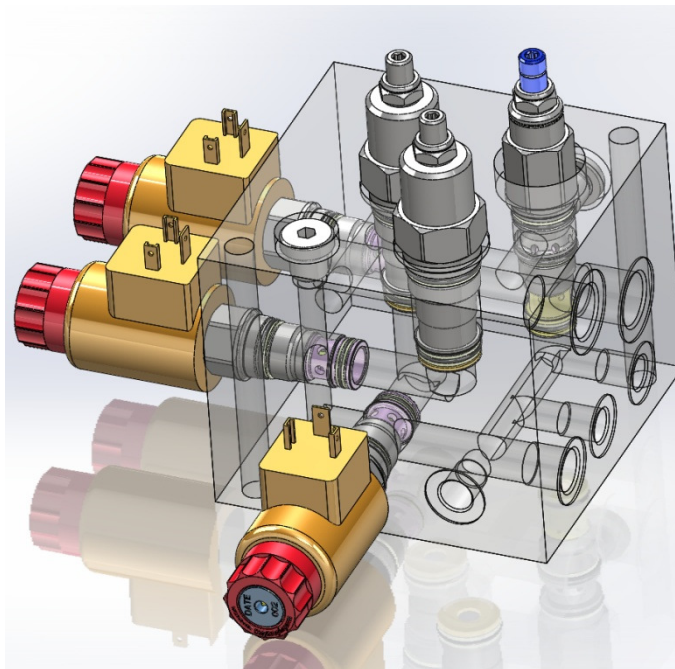


Kuva 43. OCU-lohkoventtiilin prototyypin yksinkertaistettu hydraulikaavio

Kuvan 43 kaavion mukaisen lohkoventtiilin fyysistä olemusta havainnollistetaan kuvissa 44 ja 45. Kyseisen lohkoventtiilin päämitat esitetään liitteessä 2. Kuten kuvasta 43 havaitaan, kyseinen lohkoventtiili sisältää patruunaventtiileitä, jotka altistuvat kuorman aiheuttamalla paineelle, kun nostoliike pysäytetään. Tällöin kuorman aseman staattisuuden kannalta on erittäin oleellista, että kuorman kantoon osallistuvien patruunaventtiilien vuotovirtaukset ovat mahdollisimman pieniä. Tämän tarkastelun kannalta keskeiset venttiilit ovat kuvan 43 venttiilit HRDBLWN, DTDAMCN224N sekä DTDAXCN224N. Sun Hydraulics- yhtiön markkinoimat patruunaventtiilit soveltuvat tähän sovellukseen erittäin hyvin, koska edellä mainittujen venttiilien vuotovirtaukset ovat erittäin vähäisiä. Kuvaan 43 merkittyjen suuntaventtiilien vuotovirtaukset ovat noin  $0,7 \text{ cm}^3/\text{min}$ , kun venttiilit ovat normaalitilassa ja venttiilien yli vaikuttava paine-ero on noin 350 bar. Sen sijaan samassa kuvassa olevan paineenrajoitus-vastaventtiili-



patruunakokonaisuuden vastaventtiiliyksikön vuotovirtaus on vain noin  $0,07 \text{ cm}^3/\text{min}$ , kun yksikön yli vaikuttavan paine-eron suuruus on 350 bar. Saman venttiilin paineenrajoitusyksikön vuotovirtaus on noin  $0,3 \text{ cm}^3/\text{min}$ , kun painetaso on 85 %:a kyseisen yksikön avautumispaineesta. Kaikki vuotovirtaukset ilmoitetaan tilanteessa, jossa hydraulijölyn kinemaattinen viskositeetti on noin 24 cSt. [11] Havaitaan, että edellä mainitut patruunaventtiilit soveltuvat vuotovirtausten osalta kyseiseen sovellukseen erittäin hyvin.



*Kuva 44. OCU-lohkoventtiilin prototyypin 3D-malli siten, että lohkorungon poraukset ovat nähtävissä*



*Kuva 45. Valokuva OCU-lohkoventtiilin prototyypistä*

Useiden tutkimusten mukaan 70 – 90 %:a hydraulijärjestelmien häiriöistä aiheutuu järjestelmien epäpuhtauksista [25, s. 129]. Hydraulijärjestelmässä olevat epäpuhtaudet kulkeutuvat hydraulijärjestelmän mukana kaikkialle järjestelmään aiheuttaen muun muassa venttiileiden luistien jumiutumisia. Epäpuhtauksina toimivat abrasiiviset hiukkaset aiheuttavat järjestelmissä myös eroosiokulumista, jolloin järjestelmien epäpuhtauksien määrä kasvaa entisestään, komponentit vaurioituvat ja vuodot lisääntyvät. Tästä syystä on erittäin oleellista, että hydraulijärjestelmien puhtaudesta huolehditaan kaikilla osaluilla. Järjestelmien hygieniaseikat ovat erittäin tärkeitä järjestelmien asennuksen, käytön ja huollon aikana, mutta hygienia täytyy huomioida myös komponenttien logistisissa ketjuissa. Tällöin puhtausvaatimukseen on kiinnitettävä huomioita komponenttien valmistuksen, kokoonpanon ja toimituksen aikana. OCU-lohkoventtiilin hydrauliliitännät on suojattu kuljetuksen ajaksi kuvan 46 mukaisilla keltaisilla muovitulpilla. Havaitaan, että kyseinen menettely on SW-trukkien hydraulijärjestelmien puhtauden kannalta riittävää. Osoittautuu, että kuvan 46 mukaiset hydrauliliitännöjen väliaikaiset tulppaukset eivät irtoa helposti kuljetuksen aikana. Havaitaan myös, että väliaikaisten tulppauksen materiaalista ei irtoa hiukkasia, jotka toimisivat hydraulijärjestelmässä epäpuhtautena.



*Kuva 46. OCU-lohkoventtiilin prototyypin hydrauliliitännöjen suojaus kuljetuksen aikana*

Tarkasteltava OCU-lohkoventtiilin prototyyppi havainnollistaa, että kyseisen lohkoventtiiliratkaisun asentaminen ja ylläpito on helposti toteutettavissa. Kuva 46 havainnollistaa, kuinka lohkoventtiilin hydrauliliitännät on merkitty lohkorunkoon. Kuvan 46 mukaiset koneistetut porttimerkinnät vastaavat kuvan 43 kaavion mukaisia merkintöjä. Havaitaan että, lohkon koneistetut porttimerkinnät ovat erittäin selkeitä.

Koneistettujen merkintöjen etuna on myös, että ne eivät voi irrota lohkon rungosta, joten merkintöjen pysyvyys on erittäin varmaa. Myös patruunaventtiileiden merkinnät ovat erittäin selkeät. Jokaiseen patruunaventtiiliin on koneistettu selkeästi kyseisen patruunan tunnus. Kuvan 46 oikeassa yläkulmassa on nähtävissä FDCBLAN-patruunaventtiilin merkintäkoneistus. Sen lisäksi jokaisen patruunaventtiilin asennusporaus on merkitty lohkorunkoon kuvan 47 osoittamalla tavalla. Kuvasta 47 havaitaan myös, että paineenrajoitusventtiilin asetuspaino on merkitty lohkorunkoon erittäin selkeästi. Kuvassa 47 näkyvät mustat muoviosat ovat manuaalisesti säädettävien venttiileiden säätöyksiköiden kuljetuksen aikaisia suojia.

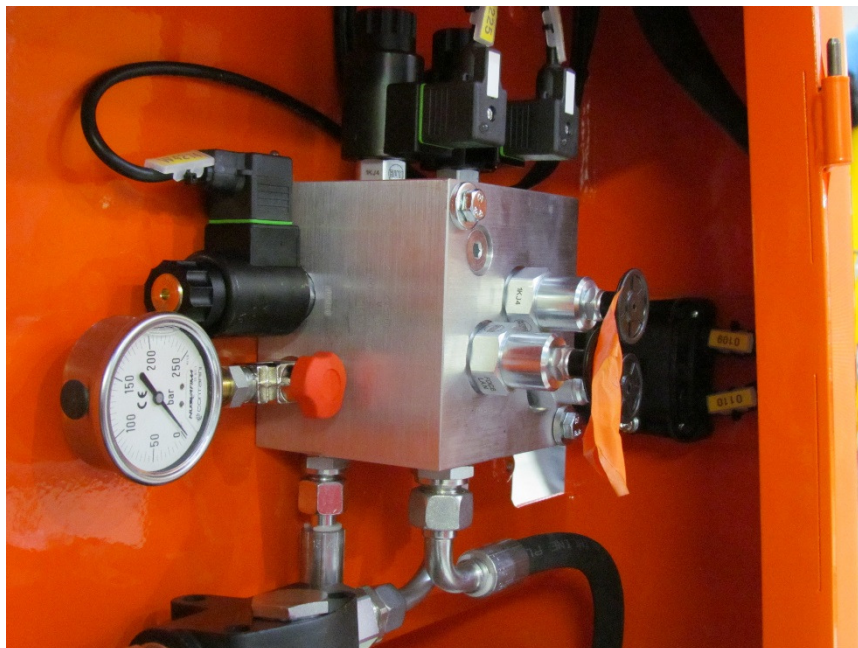


*Kuva 47. OCU-lohkoventtiililuokan prototyypin venttiilirunkoon koneistettuja porttimerkintöjä*

OCU-lohkoventtiilin prototyypin asentamisen yhteydessä osoittautuu myös, että patruunaventtiileiden sähköohjaukseen valittujen kelojen kytkennät on helppo suorittaa käytettävissä olevan asennustilan puitteissa. Kuva 48 havainnollistaa, että sähköohjattujen venttiileiden sähköliittimet eivät ole liian lähellä toisiaan, joten tulevaisuuden lohkoventtiilisovelluksissa voidaan käyttää yhtä suurien venttiileiden välisiä etäisyyksiä kuin tämän tarkastelun mukaisessa prototyypissä.

Havaitaan myös, että patruunaventtiileihin valitut sähkökelat soveltuvat tähän sovellukseen. Valitut sähkökelat ovat standardin DIN 43650:n mukaiset ja ne eivät sisällä ylivirtasuojadiodeja [11]. Sen sijaan sähköohjauksen ylivirtasuojaus toteutetaan sähkökaapeleiden liittimiin integroiduilla ylivirtadiodeilla.

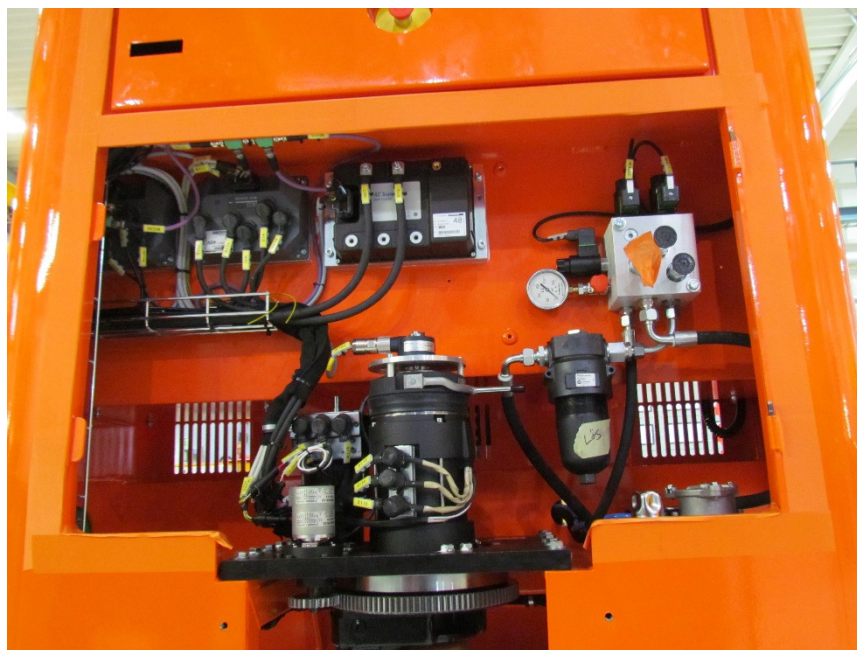




*Kuva 48. OCU-lohkoventtiilin prototyypin sähkö- ja hydrauliliitännät*

Kuvan 43 kaaviosta havaitaan, että OCU-lohkoventtiilin prototyyppi sisältää kuusi hydrauliliitaintä; P, T, PGC, C, O1 sekä O2. Tarkasteltavan lohkon P- ja T-liitännät ovat ½”-n BSPP-kierteellä varustettuja liitännöitä, joiden avulla lohkoventtiili kytketään paine- ja tankkilinjaan. C-porttiin on koneistettu 3/8”-n BSPP-kierteet, jolla lohko kytketään hydraulisesti 1-toimiseen hydraulisylinteriin, joka toimii kyseisen järjestelmän toimilaitteena. PGC-, O1- ja O2-portit on suunniteltu ensisijaisesti mittauspisteiksi, joten ne on varustettu ¼”-n BSPP-kierteillä. Kuvan 43 kaaviosta havaitaan, että PGC-, O1- ja O2-porteilla on samat hydrauliset sijainnit. Toisaalta PGC-portin sijainti on suunniteltu ensisijaisesti painemittarille. Kuvassa 48 näkyvä painemittari on kytketty PGC-porttiin. Tarkasteltavan lohkon O1- ja O2-portit ovat niin sanottuja optio-portteja, jotka tyypillisesti tulpataan. Optio-portteja käytetään, mikäli järjestelmässä on tarvetta käyttää esimerkiksi erilaisia paineantureita. Kuvassa 48 näkyvän lohkoventtiilin O1- ja O2- portit on tulpattu. Kyseiset tulppaukset näkyvät kuvassa 46.

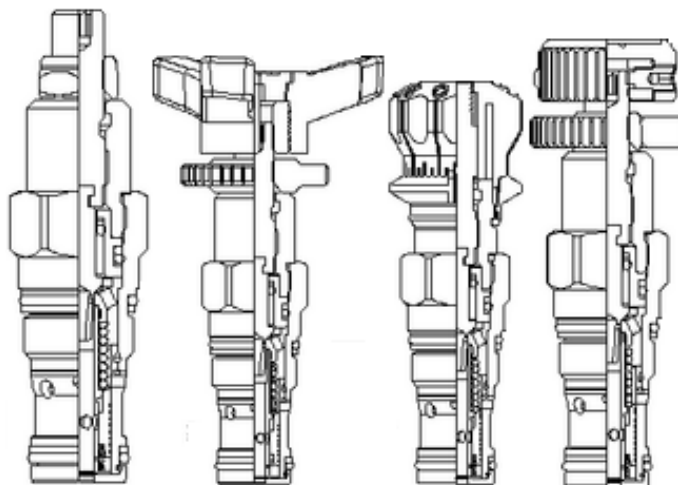
Lohkoventtiilin tilavuuden minimointi edellyttää hydrauliliitaintöjen etäisyyksien minimointia. Kuvasta 48 havaitaan, että OCU-lohkoventtiilin prototyypin hydrauliliitaintöihin käytettävät portit sijaitsevat lähellä toisiaan. Osoittautuu kuitenkin, että porttien lyhyet etäisyydet eivät tuota ongelmia letkujen asentamisen yhteydessä. Myös koko lohkoventtiilikokonaisuuden sijoittaminen osaksi tarkasteltavan SW-truikin järjestelmää on vaivatonta, kuten kuva 49 osoittaa. OCU-lohkoventtiilin prototyyppi sijaitsee kuvan 49 oikeassa yläkulmassa.



*Kuva 49. SW-trukkiin asennettu OCU-lohkoventtiilin prototyyppi*

Tarkasteltavan OCU-lohkoventtiilin prototyypin käytön yhteydessä havaitaan myös, että kuvan 43 kaaviossa esiintyvien, manuaalisesti säädettävien patruunaventtiileiden säätäminen on vaivatonta. Kuorman laskun nopeus määritetään kahden painekompensoidun ja säädettävän FDCBLAN-vastusventtiilin avulla, jotka on merkitty kuvaan 43. Kyseiset vastusventtiilit sisältävät tasapainotetun säätömekanismin, joka sallii venttiilin asetuksen säätämisen myös silloin, kun hydraulijärjestelmässä vallitsee korkea paine [11]. Sen sijaan kuvassa 43 esiintyvän HRDBLWN-painerajoitusventtiilin avautumispainetta ei voida säätää, kun järjestelmä on paineistettu. Tämä johtuu siitä, että kyseisen venttiilin säätöruuvien tiivistyksen toimivuus perustuu hydraulijärjestelmässä vallitsevaan paineeseen. Tiivistys on toteutettu siten, että hydraulijärjestelmän paine kohdistaa tiivistemateriaaliin voiman, joka painaa tiivistemateriaalin venttiilissä olevaa tiivistyspintaa vasten. [11] Tämä aiheuttaa sen, että säätöruuvien käyttämisestä vastustavat kitkavoimat kasvavat radikaalisti, kun järjestelmä paineistetaan. Kaikkien säädettävien venttiileiden säätö suoritetaan tavallisella kuusiokulma-avaimella. Kyseinen säätömenetelmä on valittu, jotta lohkoventtiilin fyysinen tilantarve minimoituisi.

Kuva 50 havainnollistaa eräitä vaihtoehtoisia säätö-optioita, joita on valittavissa OCU-lohkoventtiilissä käytettäviin painekompensoituihin vastusventtiilipatruunoihin.



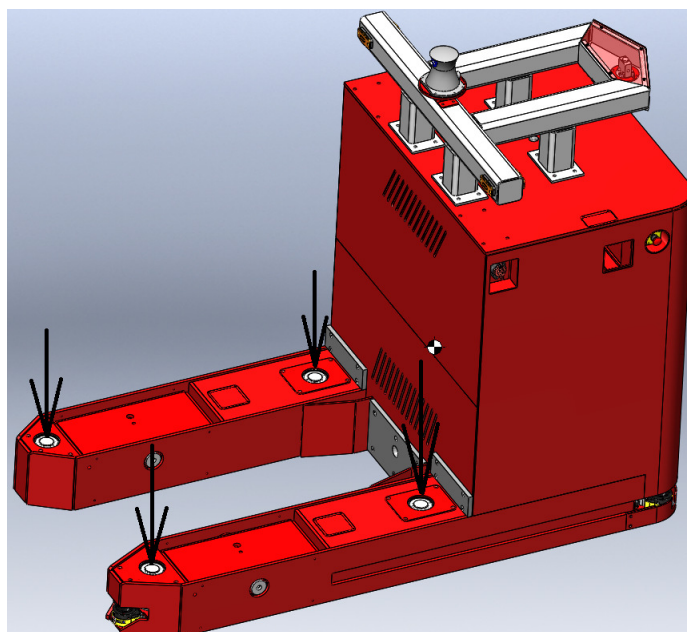
*Kuva 50. Painekompensoidun vastusventtiilipatruunan manuaalisen säädön vaihtoehtoja [11]*

Tarkasteltavan OCU-lohkoventtiilin prototyypin sisältämien manuaalisesti säädettävien patruunaventtiileiden fyysinen säätö voitaisiin toteuttaa myös muilla menetelmillä. Lähes kaikkiin Sun Hydraulics -yhtiön markkinoimiin manuaalisesti säädettäviin patruunaventtiileihin voidaan valita useita erilaisia säätötapoja.

## 6.2 Prototyyppi SV-lohkoventtiililuokasta

SV-lohkoventtiililuokan prototyyppiä testataan kuvan 51 mukaisessa SW-trukin erikoissovelluksessa. Kyseisen sovelluksen hydraulijärjestelmä on 4.1- luvussa esitetyn järjestelmän kaltainen. Kuvan 51 mukainen SW-trukki tulee operoimaan radioaktiivisessa ympäristössä, joten käytön aikana trukin läheisyydessä ei voi olla henkilöstöä. Trukkia ohjataan manuaalisesti etäyhteyden välityksellä ja ohjauskomentojen vaikutus välitetään kuljettajalle trukkiin asennettujen kameroiden välityksellä. Kuvan 51 SW-trukki on suunniteltu siirtämään noin 30 000 kg:n taakkoja. Kyseinen trukki siirtää kuormaa erityisen siirtopaletin välityksellä. Siirtopaletin massa on noin 1000 kg, joten trukkiin kohdistuva kokonaiskuormitus on noin 31 000 kg. Kuorman nosto suoritetaan kuvaan 51 merkittyjen hydraulisylintereiden välityksellä siten, että kuormaa nostetaan noin 20 mm lattiatasosta ylöspäin. Kyseisen trukin hydraulijärjestelmä on varustettu myös niin sanotulla hätälaskuventtiilillä, jonka avulla trukin kannatteleva kuorma voidaan laskea alas häiriötilanteen aikana. Hätälaskutoiminnon luotettava toiminta on erittäin tärkeää, koska kyseinen trukki käsittelee erittäin radioaktiivisia

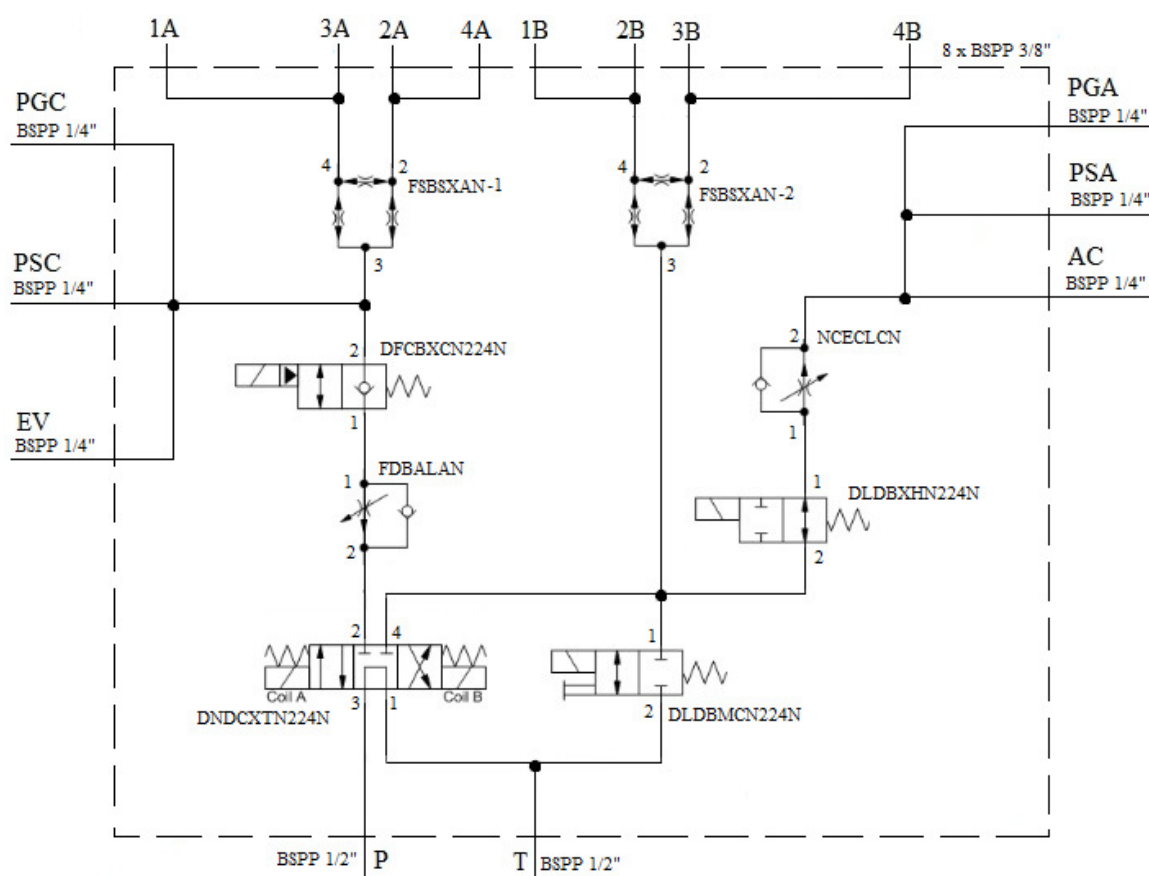
kuormia. Tästä syystä kuormanlaskutoimintoa ei voida kytkeä manuaalisesti, mikäli järjestelmän toiminta keskeytyy häiriön seurauksena.



*Kuva 51. SW-trukki, johon sovelletaan SV-lohkoventtiililuokan prototyyppiä. [5]*

Kuvan 51 trukin hydraulijärjestelmässä sovellettavan lohkoventtiilin yksinkertaistettu hydraulikaavio esitetään kuvassa 52. Kyseisen sovelluksen hydrauliventtiilit suorittavat nostoliikkeen, kun hydraulinen tilavuusvirta ohjataan nostosylintereiden A-kammioihin, jotka on merkitty kuvan 52 kaavioon porttimerkinnöillä 1A, 2A, 3A ja 4A. Sylintereiden B-kammioiden merkinnöille käytetään vastaavaa analogiaa, kuten kuvan 52 kaaviosta havaitaan. Nostoliikkeen nopeutta ohjataan hydraulipumpun käyttömootorin kierrosnopeuden ohjauksella. Haluttu laskunopeus sen sijaan toteutetaan hydraulisella vastussäädöllä kuvaan 52 merkityn FDBALAN-venttiilin avulla. Kuvan 52 kaavion mukainen järjestelmä sisältää myös hydraulisen paineakun, jonka toiminnan hallintaan käytetään kuvassa 52 näkyviä patruunaventtiileitä DLDBMCN224N, DLDBXHN224N sekä NCECLCN. Paineakku kytketään porttiin AC, joka näkyy kuvan 52 hydraulikaaviossa. Samassa kaaviossa näkyvät myös PGA- ja PSA-portit, joihin liitetään paineakun varauksen seurantaan käytettävä painemittari sekä painesensori. Sen sijaan kuormanpaineen mittaamiseen käytetään kuvassa 52 näkyviä portteja PGC ja PSC. Kyseisten porttien kanssa samaan pisteeseen kytkeytyy myös EV-portti, johon liitetään aikaisemmin mainittu hätälaskuventtiili. Häiriötilanteessa kuvan 52 mukainen EV-portti kytketään tankkilinjaan, jolloin AC-porttiin kytketyn paineakun varaus palauttaa nostosylinterit nolla-asentoon. Kuvan 52 kaaviosta havaitaan myös, että venttiili DLDBMCN224N sisältää manuaalisen override-toiminnon, jolla paineakun varaus voidaan tyhjentää huoltotilanteen aikana, mikäli sähköjärjestelmässä on häiriö. Mikäli

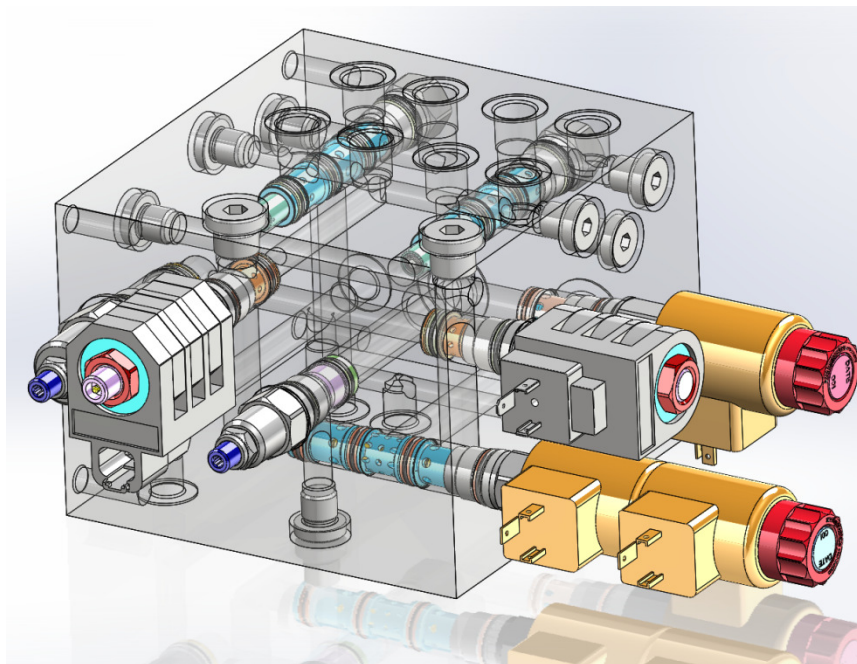
sähköjärjestelmä toimii normaalisti huoltotilanteen alkaessa, venttiilin DLDBMCN224N ohjaukseen kytketty automatiikka tyhjentää paineakun varauksen automaattisesti.



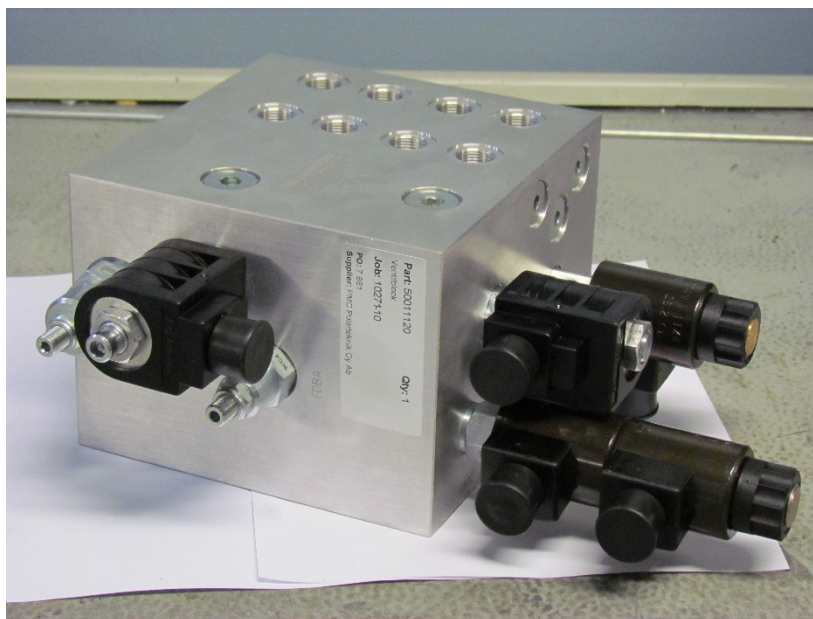
Kuva 52. SV-lohkoventtiilin prototyypin yksinkertaistettu hydraulikaavio

Kuten OCU-lohkoventtiililuokan prototyypissä, myös kuvan 52 mukaisessa lohkoventtiilissä on olennaista, että kuormankantoon osallistuvat venttiilit ovat mahdollisimman vuodottomia. Kuvassa 52 esiintyvän 4/3-suuntaventtiilin vuoto-ominaisuudet eivät sovellu kuormankantoon, sillä kyseisen venttiilin vuotovirtaus on noin  $160 \text{ cm}^3/\text{min}$ , kun venttiilin yli vaikuttavan paine-eron suuruus on 210 bar ja hydrauliliöllyn kinemaattinen viskositeetti on 24 cSt. Sen sijaan kuvan 52 järjestelmän kuormankanto-ominaisuus toteutetaan DFCBXCN224N-patruunaventtiilillä, jonka vuotovirtaus normaalitilassa on noin  $0,7 \text{ cm}^3/\text{min}$ , kun venttiilin yli vaikuttavan paine-eron suuruus on noin 350 bar. Myös tämän venttiilin vuotovirtaus on määritetty tilanteessa, jossa hydrauliliöllyn kinemaattinen viskositeetti on noin 24 cSt. [11] Kuvan 52 kaavion mukaisen lohkoventtiilin fyysistä olemusta havainnollistetaan kuvissa 53 ja 54. Kyseisen lohkoventtiilin päämitat esitetään liitteessä 3.





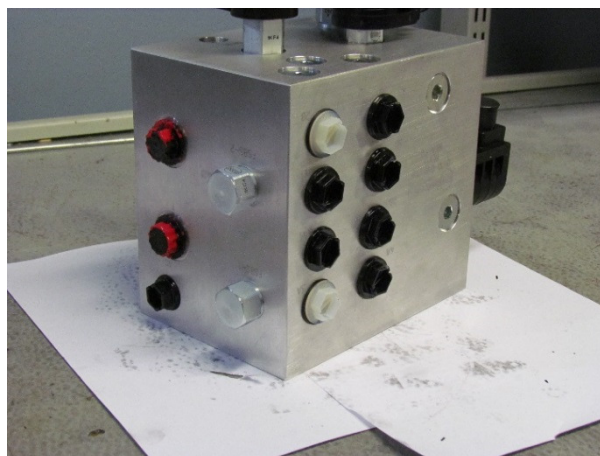
*Kuva 53. SV-lohkoventtiilin prototyypin 3D-malli siten, että lohkorungon poraukset ovat nähtävissä.*



*Kuva 54. Valokuva SV-lohkoventtiilin prototyypistä*

Kuten aikaisemmin on mainittu, hydraulijärjestelmien puhtaus on järjestelmien toiminnan kannalta erittäin tärkeää. Tästä syystä lohkoventtiileiden hydrauliliitännät on syytä suojata siten, että suojaukset poistetaan vasta asennuksen aikana. Kuvan 54

mukaisen lohkoventtiilin hydrauliliitännät suojataan normaalisti kuvan 55 esittämällä tavalla.



*Kuva 55. SV-lohkoventtiilin prototyypin hydrauliliitännöjen suojaus*

SV-lohkoventtiilin prototyyppi sisältää useita hydrauliliitännöjä, joten hydrauliliitännöihin käytettävien porttien merkintöjen selkeys korostuu. Kuvasta 56 havaitaan, että SV-lohkoventtiilin prototyypin porttimerkinnät on koneistettu lohkoon erittäin selkeästi. Havaitaan, että kyseistä merkintätapaa voidaan soveltaa myös tulevilla lohkoventtiileissä.

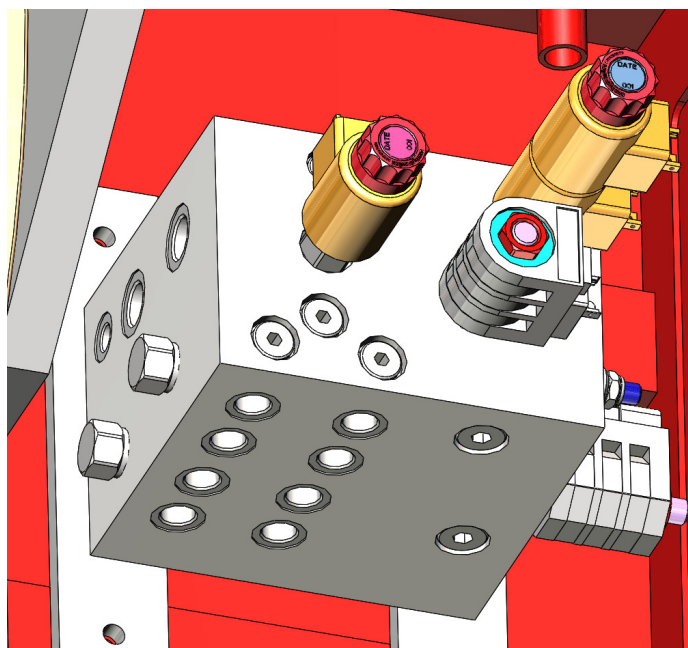


*Kuva 56. SV-lohkoventtiilin prototyypin venttiilirunkoon koneistettuja porttimerkintöjä*

SV-lohkoventtiilin prototyypin patruunaventtiilit sisältävät samanlaiset sähkökelat kuin OCU-lohkoventtiilin prototyyppi. Kuten OCU-lohkoventtiilin yhteydessä, myös SV-lohkoventtiilin prototyypin yhteydessä havaitaan, että kyseiset DIN 43650 standardin mukaiset, sähköohjauskelat soveltuvat erittäin hyvin SW-trukkien ohjausjärjestelmiin.

Havaitaan myös, että patruunaventtiileiden ohjauskelojen sijoittelu määrää merkittävästi lohkoventtiileiden ominaisuuksia fyysisen tilankäytön osalta. Kuvista 57 ja 58 havaitaan, että SV-lohkoventtiilin prototyypin sähköliitännät voidaan asentaa kokonaisuuden kannalta ongelmitta.

SW-tuotantoon liittyvät käytännön seikat eivät mahdollistaneet trukkiin asennetun SV-lohkoventtiilin prototyypin valokuvaamista. Osoittautuu kuitenkin, että SV-lohkoventtiilin prototyypin asentaminen ja käyttöönotto on mahdollista suorittaa tässä työssä esitettävällä tavalla. Kuvien 57 ja 58 esittämät tilanteet toistuvat samanlaisina myös todellisessa SW-trukissa.

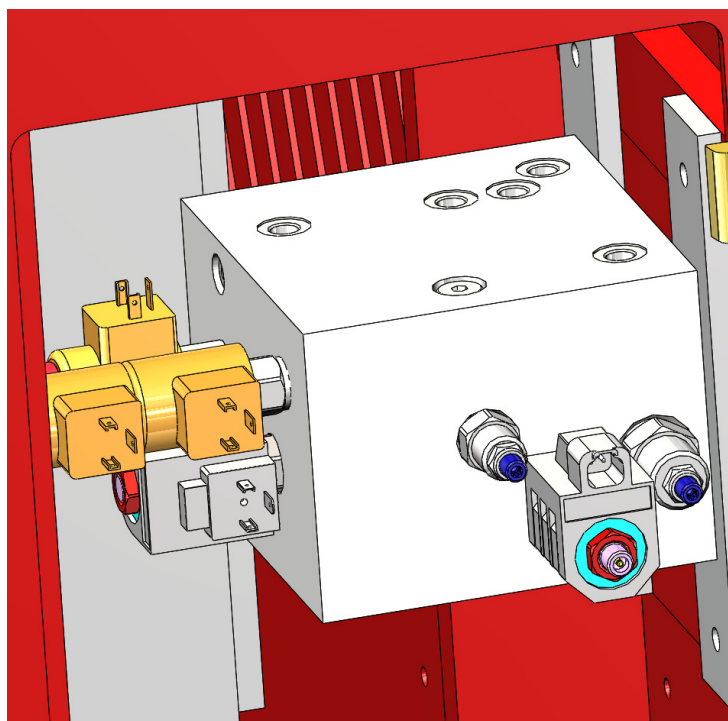


*Kuva 57. SV-lohkoventtiilin prototyypin asemointi SW-trukissa*

Kuvan 52 kaavion mukaiset, 3/8":n BSPP-kierteellä varustetut sylinteriliitännät 1A, 2A, 3A, 4A, 1B, 2B, 3B ja 4B sijaitsevat samalla lohkosivulla. Kuvasta 57 havaitaan, että kyseinen seikka täytyy huomioida lohkon sijoittamisessa, koska sylinterien letkut vaativat melko suuren asennustilan. Sylinteriliitännät sijaitsevat kuvan 57 mukaisen lohkon alapuolella. Sen sijaan kuvan 52 kaavion mukaiset, P-, T- ja AC-liitännät sijaitsevat kuvan 57 lohkoventtiilin vasemmalla sivulla. Kyseiset liitännät liittyvät lohkon paine- ja tankkikanavaan sekä paineakkuun. Tankki- ja painelinjat on varustettu 1/2":n BSPP-kierteellä. Sen sijaan paineakkulinja kytketään lohkoventtiiliin 1/4":n BSPP-kierteellä. SV-lohkoventtiilin prototyypin kaikki mittarit ja sensorit asennetaan lohkon päälle. Kyseisen lohkon jokaiseen mittaussorttiin on koneistettu 1/4":n BSPP-kierteet. Tämä mahdollistaa kyseisten komponenttien helpon käsittelyn käytön ja huollon yhteydessä. Osoittautuu, että kaikki mittarit ja sensorit voidaan asentaa suoraan venttiililohkoon, joten

SV-lohkoventtiilin prototyypin hydrauliliitännöjen välinen etäisyys on tältä osin riittävä. Kuvan 52 kaaviossa esiintyvä hätälaskuventtiilin hydraulilinja, EV (Emergency Valve), on kuvan 58 mukaisen lohkoventtiilin vasemmanpuoleisin portti. Osoittautuu, että kyseisen liitännän sijainti on optimaalinen, koska hätälaskuventtiili sijaitsee kuvassa 51 esitetyn SW-trukin päällä, jolloin hätälaskuventtiilin ja lohkoventtiilin välisen hydrauliletkun pituus minimoituu.

Kuten kuva 58 osoittaa, kaikki manuaalisesti säädettävät venttiilit on sijoitettu siten, että ne ovat mahdollisimman helposti saavutettavissa. Tällaisia venttiileitä ovat kuvan 52 kaavion mukaiset säädettävät vastusventtiilit, FDBALAN ja NCECLCN. Molempien venttiileiden manuaalinen säätäminen suoritetaan tavallisella kuusiokulma-avaimella.



*Kuva 58. SV-lohkoventtiilin prototyypin visuaalinen olemus trukin huoltoluukun suunnasta*

Edellä mainittujen patruunaventtiileiden yhteyteen on sijoitettu myös kuvan 52 kaavion mukainen venttiili DLDBMCN224N, joka sisältää aikaisemmin mainitun manuaalisen override-toiminnon. Kyseistä toimintoa käytetään huollon yhteydessä, mikäli sähköohjauksen häiriö estää sähköohjauksen käyttämisen.



### 6.3 Prototyyppien kustannustarkastelu

Tämän työn mukaisen kehitystyön eräs keskeisin vaatimus on, että uudet järjestelmät voidaan toteuttaa kustannustehokkaasti. Tässä luvussa osoitetaan, että lohkoventtiiliratkaisun käyttäminen on kustannustehokkaampaa kuin aikaisempien ratkaisuiden käyttäminen. Suoraa kustannustarkastelua ei sisällytetä tässä työssä esitettävään laadulliseen analyysiin, koska rahallisia arvoja ei voida skaalata laadullisessa analyysissä sovellettavaan asteikkoon siten, ettei informaatio vääristyisi. Toisaalta myös taulukoiden 7 ja 8 kustannustarkastelu pohjautuu osittain arvioihin. Kustannustarkastelun yhteydessä ei oteta huomioon myöskään muun muassa rahan aika-arvoa eikä verotuksen aiheuttamia vaikutuksia. Taulukoiden 7 ja 8 arvojen muodostamiseen käytetään yhtenäistä painokerrointa, joka säilyttää kustannustarkastelun informaation. Kyseistä kerrointa käytetään, koska rahamääräinen kustannustieto on liikesalaisuuden alaista materiaalia.

Kustannustarkastelu jaetaan useaan osatekijään, jotta ratkaisuiden kustannusrakenteiden eroavaisuudet tulevat selvemmin esiin. Kustannusrakenteen luokittelu perustuu kuvan 59 mukaiseen kaavioon.



Kuva 59. Hydraulijärjestelmän kustannusrakenne [25, s. 203]

Suunnittelukustannuksien eroja arvioidaan suunnitteluun käytettävän ajan sekä suunnitteluhenkilöstön palkkauksen avulla. Kyseisessä tarkastelussa huomioidaan myös lopullisten dokumentaatioiden selkeys ja kattavuus. Myös asennus-, käyttöönotto- ja ylläpitokustannusten arviointi perustuu osittain asennushenkilöstön arvioituun ajankäyttöön ja palkkaukseen. Energian käytöstä aiheutuvat kustannukset huomioidaan erikseen laadullisen analyysin yhteydessä ”Hyötysuhde”-termillä, kuten taulukoista 9 ja 10 havaitaan. Myös tilankäytön tarkastelu suoritetaan laadullisen analyysin yhteydessä. Asennustilan pienentäminen aiheuttaa sekä välittömiä että välillisiä kustannussäästöjä, joiden tarkkaa arvoa on vaikea arvioida.

Taulukko 7. OCU-järjestelmien kustannustarkastelu

	OCU-lohkoventtiilin prototyyppi	Vanhat ratkaisut keskimäärin
	Välittömien kustannusten suhteelliset arvot	
Suunnittelukustannusten tarkastelu	3,0	4,0
Komponenttikustannusten tarkastelu	6,5	8,0
Asennuskustannusten tarkastelu	0,9	1,4
Käyttöönottokustannusten tarkastelu	0,5	0,5
Ylläpitokustannusten tarkastelu	1,0	1,3
<b>Suhteelliset kulut</b>	<b>11,9</b>	<b>15,2</b>

Taulukko 8. SV-järjestelmien kustannustarkastelu

	SV-lohkoventtiilin prototyyppi	Vanhat ratkaisut keskimäärin
	Välittömien kustannusten suhteelliset arvot	
Suunnittelukustannusten tarkastelu	3,0	4,0
Komponenttikustannusten tarkastelu	12,2	9,6
Asennuskustannusten tarkastelu	0,9	2,3
Käyttöönottokustannusten tarkastelu	0,5	0,5
Ylläpitokustannusten tarkastelu	1,1	1,4
<b>Suhteelliset kulut</b>	<b>17,7</b>	<b>17,8</b>

Taulukoista 7 ja 8 havaitaan, että lohkoventtiiliratkaisuiden ulkoinen yksinkertaisuus ja kompaktius mahdollistaa rahallisten resurssien säästämisen usealla eri osa-alueella. Taulukosta 7 havaitaan, että OCU-lohkoventtiililuokan prototyypin arvioidut kokonaiskustannukset ovat noin 22 %:a pienemmät kuin aikaisemmillä ratkaisulla. Toisaalta taulukosta 8 havaitaan, että SV-lohkoventtiililuokan prototyypin arvioidut kokonaiskustannukset ovat vain noin 1 %:a pienemmät kuin aikaisemmillä ratkaisulla. Suoritetu kustannusvertailu puoltaa lohkoventtiileiden käyttöä.

## 6.4 Prototyyppien laadullinen analyysi

Kokonaisvaltaisen tehokkuuden kannalta on erittäin tärkeää, että lohkoventtiileiden prototyyppejä pystytään luotettavasti vertaamaan aikaisempiin ratkaisuihin. Jotta kyseisen tarkastelun toteutus ja lopputulos olisi mahdollisimman havainnollinen ja selkeä, tässä työssä sovelletaan laadullista analyysiä kyseisen arvioinnin suorittamiseen. Tähän työhön sovellettava laadullinen analyysi perustuu lähteisiin 26 ja 27. Molemmen prototyyppiluokan laadullisessa analyysissä järjestelmän toimintavaatimuksia käsitellään lineaarisen funktion avulla. Kyseisessä arvioinnissa jokaiselle toiminta-arvolle annetaan painokerroin sekä arvosana. Painokerroin painottaa tarkasteltavan vaatimuksen merkittävyyttä ja sitä käytetään, koska järjestelmältä vaadittavat ominaisuudet eivät ole keskenään samanarvoisia. Sen sijaan, jokaiselle vaatimukselle annettu arvosana ei ole riippuvainen kyseisen vaatimuksen painokertoimesta. Vaatimukselle annettava arvosana kuvaa, kuinka hyvin tarkasteltava järjestelmä toteuttaa tarkastellun vaatimuksen. [27] Laadullisen analyysin analyysimatriisien painokertoimet noudattavat asteikkoa 1 – 10 siten, että vaatimuksen merkittävyys kasvaa, kun painokertoimen arvo kasvaa. Jokaiselle vaatimukselle annettava arvosana sen sijaan noudattaa asteikkoa 1 – 5. Mikäli vaatimuksen toteutumisen arvosana on 1, järjestelmä toteuttaa kyseisen vaatimuksen erittäin huonosti. Sen sijaan, arvosanan ollessa 5, järjestelmä toteuttaa tarkasteltavan vaatimuksen erittäin hyvin.

Huomionarvoista on, että absoluuttisen arvosanan kehityssuunta ei kaikissa tapauksissa vastaa tarkasteltavan ominaisuuden absoluuttisen kehityksen suuntaa. Esimerkiksi järjestelmien vasteaikoihin liittyvien ominaisuuksien arvosanat kasvavat, kun vasteajat pienenevät. Tällaisia kääntäen verrannollisia ominaisuuksia käsitellään suhteellisten käänteislukujen avulla, kuten taulukoista 9 ja 10 havaitaan. Sen sijaan esimerkiksi säädettävyyden ja siihen liittyvän arvosanan absoluuttisen arvon kehitys on yhtenevä. Mikäli järjestelmän säädettävyys kehittyy, myös kyseistä ominaisuutta kuvaavan arvosanan absoluuttinen arvo kasvaa.

Kuten taulukoista 11 ja 12 havaitaan, laadullinen analyysi jaetaan kahteen osaan. Ensimmäisessä osiossa tarkastellaan järjestelmien soveltuvuutta yleiseksi Solving Oy:llä käytettäväksi sisäiseksi standardiksi. Toisessa alaluokassa käsitellään järjestelmien ominaisuuksia konedirektiivin ja keskeisten standardien näkökulmasta. Tässä yhteydessä esitettävät järjestelmävaatimukset perustuvat lukuun 4.2. Taulukoiden 11 ja 12 yksityiskohdat ovat nähtävissä taulukoissa 9 ja 10 sekä liitteessä 4. Liitteestä 4 havaitaan, että konedirektiivin ja keskeisten standardien kannalta, molemmat prototyypit ovat samankaltaisia.

Taulukoissa 9 ja 10 esitettävä luotettavuuden arviointi perustuu muun muassa komponenttivalmistajien yleiseen maineeseen. Säädettävyyttä arvioidaan sen mukaan, kuinka laajalla alueella järjestelmää voidaan säätää. Hydrauliventtiilien tapauksessa tämä

tarkoittaa säädettävien venttiileiden säätöalueen laajuuden arvioimista. Huollettavuuden arvioinnissa painotetaan etenkin komponenttien tavoitettavuutta. Tällöin on oleellista, että keskeiset komponentit eivät sijaitse huoltohenkilöstön kannalta fyysisesti vaikeapääsyisissä paikoissa. Sen sijaan, stabiiliuden tarkastelussa keskitytään lähinnä järjestelmien kykyyn säilyttää staattisten tilanteiden stabiilius. Tällöin tarkastellaan muun muassa niin sanottujen lukkoventtiileiden vuoto-ominaisuuksia.

Taulukoiden 9 ja 10 analyysimatriiseissa tarkastellaan myös arvioitavien järjestelmien elinkaaria. Tällöin painopiste on siinä, kuinka uutta teknologiaa kyseiset ratkaisut edustavat. Tällöin järjestelmä saa hyvän arvosanan, mikäli voidaan olettaa, että kyseisen teknologian käyttäminen on relevanttia vielä tulevaisuudessakin. Sen sijaan, integrointiasteella tarkoitetaan sitä, kuinka hyvin käsiteltävä alijärjestelmä on integroitavissa muihin alijärjestelmiin. Toisin sanoen, tässä osiossa arvioidaan, kuinka hyvin venttiilistöt ovat liitettävissä SW-trukkien muihin kokonaisuuksiin. Taulukoiden 9 ja 10 analyysimatriisit sisältävät myös vasteajan tarkastelua. Tällöin huomioidaan järjestelmissä käytettävien yksittäisten venttiileiden vasteajat sekä tarkasteltavan alijärjestelmän jäykkyys.

*Taulukko 9. OCU-lohkoventtiileiden käytettävyys lohkoventtiileiden Solving-standardissa*

Soveltuvuus Solving Oy:n sisäiseksi standardiksi	Painoarvo	OCU-lohkoventtiilin prototyyppi	Vanhat ratkaisut keskimäärin
		Suhteellinen Arvosana / Arvosana	
Luotettavuus	9	4,0	3,0
Säädettävyys	6	5,0	5,0
Huollettavuus	6	5,0	5,0
Stabiilisuus	9	4,0	4,0
Hyötysuhde	3	4,0	3,0
Elinkaari	3	5,0	4,0
Integrointiaste	8	4,0	4,0
Suhteellisen toimitusajan käänteisluku	6	4,5	4,5
Järjestelmän vaatiman suhteellisen tilavuuden käänteisluku	7	5,0	2,0
Suhteellisen vasteajan käänteisluku	1	2,2	3,3
Komponenttien suhteellisen lukumäärän käänteisluku	5	4,4	1,5
Painotettu pistemäärä		277,2	227,5



Taulukosta 9 havaitaan, että lohkoventtiilit soveltuvat Solving Oy:n hydraulikan sisäiseen standardisointiin paremmin kuin aikaisemmin käytetyt ratkaisut, mikäli järjestelmät ovat luvun 4.1 mukaisia OCU-järjestelmiä.

*Taulukko 10. SV-lohkoventtiileiden käytettävyys lohkoventtiileiden Solving-standardissa*

Soveltuvuus Solving Oy:n sisäiseksi standardiksi	Painoarvo	SV-lohkoventtiilin prototyyppi	Vanhat ratkaisut keskimäärin
		Suhteellinen Arvosana / Arvosana	
Luotettavuus	9	4,0	3,0
Säädettävyys	6	5,0	5,0
Huollettavuus	6	5,0	5,0
Stabiilisuus	9	4,0	4,0
Hyötysuhde	3	4,0	2,5
Elinkaari	3	5,0	4,0
Integrointiaste	8	4,0	4,0
Suhteellisen toimitusajan käänteisluku	6	4,5	4,5
Järjestelmän vaatiman suhteellisen tilavuuden käänteisluku	7	4,0	1,8
Suhteellisen vasteajan käänteisluku	1	2,2	3,3
Komponenttien suhteellisen lukumäärän käänteisluku	5	2,1	0,6
Painotettu pistemäärä		258,5	220,6

Havaitaan, että taulukossa 10 esitettävän laadullisen analyysin tulokset ovat samankaltaisia kuin taulukossa 9 esitettävät tulokset. Taulukon 10 mukaan SV-lohkoventtiilin prototyypin mukainen venttiilistö soveltuu Solving-standardiksi paremmin kuin vanhat järjestelmät.

*Taulukko 11. OCU-lohkoventtiilin prototyypin laadullisen analyysin tulokset*

Tarkasteltava ominaisuus	Painotettu pistemäärä	
	OCU-lohkoventtiilin prototyyppi	Vanhat ratkaisut keskimäärin
Soveltuvuus Solving Oy:n sisäiseksi standardiksi	277,2	227,5
Konedirektiivin ja keskeisten standardien toteutuminen	445	415
<b>Painotettu kokonaispistemäärä</b>	<b>722,2</b>	<b>642,5</b>

*Taulukko 12. SV-lohkoventtiilin prototyypin laadullisen analyysin tulokset*

Tarkasteltava ominaisuus	Painotettu pistemäärä	
	SV-lohkoventtiilin prototyyppi	Vanhat ratkaisut keskimäärin
Soveltuvuus Solving Oy:n sisäiseksi standardiksi	258,5	220,6
Konedirektiivin ja keskeisten standardien toteutuminen	445	415
<b>Painotettu kokonaispistemäärä</b>	<b>703,5</b>	<b>635,6</b>

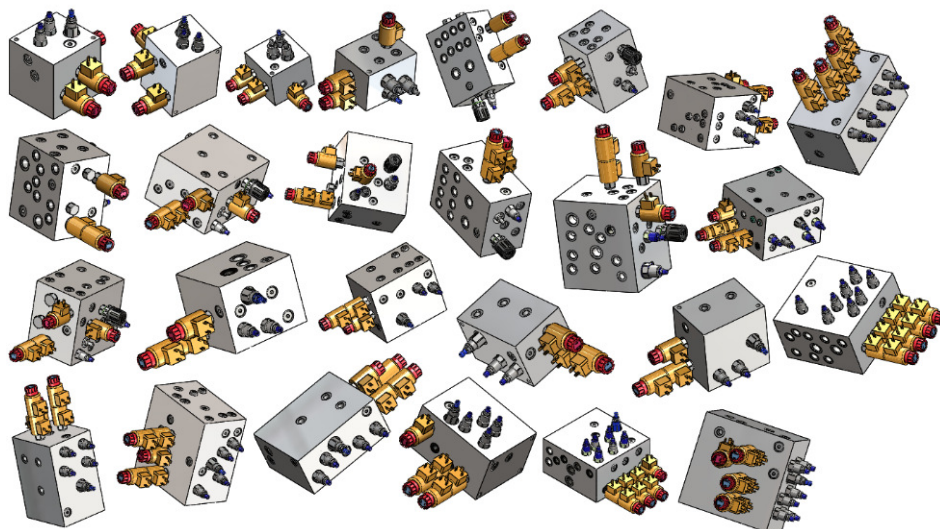
Kuten on mainittu, laadullisten analyysien kokonaistulokset esitetään taulukoissa 11 ja 12. Suoritettujen analyysien mukaan tämän työn mukaiset lohkoventtiileiden prototyypit soveltuvat tarkasteltaviin järjestelmiin paremmin kuin aikaisemmat ratkaisut. Havaitaan, että OCU-lohkoventtiililuokan prototyypin saama pistemäärä on noin 12 %:a suurempi kuin aikaisempien järjestelmien saama pistemäärä. Sen sijaan SV-lohkoventtiililuokan prototyypin saama pistemäärä on noin 11 %:a suurempi kuin aikaisempien järjestelmien saama pistemäärä. Toisin sanoen, laadullisen analyysin tulokset puoltavat lohkoventtiileiden käyttöä.

## **7 KEHITETTY LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDI**

Kuten on mainittu, tämän työn keskeisin tavoite on luoda lohkoventtiileiden tehdasstandardi Solving Oy:n SW-tuotannon hydraulijärjestelmiin. Kyseinen standardi on nimetty tämän työn alussa lohkoventtiileiden Solving-standardiksi. Kehitettävä lohkoventtiileiden Solving-standardi perustuu täysin luvussa 4.1 tehtyyn hydraulijärjestelmien luokitteluun. Kyseisessä luvussa havaitaan, että SW-tuotannon hydraulijärjestelmät voidaan jakaa karkeasti kolmeen eri luokkaan taulukon 6 mukaisesti. Kuten on mainittu, taulukon 6 mukaisten hydraulijärjestelmäluokkien täytyy toteuttaa taulukossa 5 esitetyt vaatimukset. Järjestelmien luokittelulla pyritään siihen, että jokaiseen hydraulijärjestelmäluokkaan voidaan soveltaa maksimaalisesti lohkoventtiiliratkaisua. SW-tuotannon hydraulijärjestelmät sisältävät myös järjestelmätyyppejä, joihin lohkoventtiiliratkaisu soveltuu huonosti. Tällaiset järjestelmätyypit on jätetty tässä työssä tehtävän tarkastelun ulkopuolelle.

Solving-standardin luomisella pyritään ennen kaikkea selkiyttämään SW-trukkituotannon hydraulijärjestelmiä usealla eri osa-alueella. Tärkeänä tavoitteena on pyrkiä yhtenäistämään käytettäviä komponentteja siten, että samoja komponentteja voitaisiin käyttää mahdollisimman useassa siirtolaitteessa. Kyseisellä menettelyllä pyritään tehostamaan sekä suunnittelijoiden että tuotantohenkilökunnan toimintaa. Lohkoventtiileiden Solving-standardiin sisällytettävien komponenttien avulla pyritään aikaisempaa parempiin ratkaisuihin myös teknisesti. Lohkoventtiiliratkaisun teknisiä näkökohtia selvennetään tarkemmin lohkoventtiileiden prototyyppejä käsittelevässä luvussa sekä laadullisen analyysin yhteydessä. Myös kustannustehokkuus on erittäin tärkeä kriteeri Solving-standardin luomisen yhteydessä.

Lohkoventtiileiden Solving-standardin rakenne ja käyttöohje esitetään kokonaisuudessaan liitteessä 5. Kuten liitteestä 5 havaitaan, standardin jokainen pääluokka jakautuu useaan osaan, joita käsitellään tässä luvussa. Kokonaisuudessaan lohkoventtiileiden Solving-standardi sisältää 26 erilaista lohkoventtiiliä, joiden fyysistä luonnetta havainnollistetaan kuvassa 60. Lohkoventtiileiden Solving-standardi sisältää kaksi konfiguraatiota jokaisesta lohkoventtiilistä, joten toiminnaltaan erilaisia lohkoventtiileitä siinä on 13 kappaletta. Jokaisesta lohkoventtiilistä on luotu kaksi erilaista fyysisen rakenteen konfiguraatiota, jotta SW-trukkien mekaniikkasuunnittelijoilla olisi mahdollisimman paljon vaihtoehtoja tarvittavien lohkojen fyysiseen sijoittamiseen.



*Kuva 60. Lohkoventtiileiden Solving-standardin kaikkien lohkoventtiileiden yleinen havainnollistus*

Eräälle Solving Oy:n sähköiselle palvelimelle on tämän työn aikana luotu tietokanta, joka sisältää tiedot jokaisesta yksittäisestä lohkoventtiilistä. Kyseinen tietokanta sisältää yksityiskohtaisen hydraulikaavion sekä kattavat 2D- ja 3D-mallit jokaisesta lohkoventtiilistä. Tietokanta sisältää myös jokaisen lohkorungon porauslistan, yksityiskohtaisen komponenttilistan sekä dokumentaation QuickDesign-ohjelmistossa tehdyistä suunnittelun aikaisista valinnoista.

Lohkoventtiileiden Solving-standardin OCU (One Cylinder Usage) -luokan lohkoventtiilit soveltuvat luvussa 4.1 käsiteltäviin yhden toimilaitteen järjestelmiin taulukon 13 mukaisesti. Kyseisen luokan hydraulikaaviot ovat nähtävissä liitteissä 6 ja 7. Kyseinen luokka jakautuu tilavuusvirtakapasiteettien mukaan kahteen ryhmään, kuten taulukosta 13 voidaan havaita. Taulukon 13 mukaisia OCUS (One Cylinder Usage, Small)- luokan lohkoventtiileitä voidaan soveltaa hydraulijärjestelmiin, joissa lohkoventtiilin läpi kulkevan tilavuusvirran suuruus on korkeintaan 23 L/min.

*Taulukko 13. OCU-luokan rakenne lohkoventtiileiden Solving-standardissa*

OCU (One Cylinder Usage)	
<b>OCUS</b> (One Cylinder Usage, Small), <b>Max 350 bar, Max 23 L/min</b>	
<b>OCUS1</b> (One Cylinder Usage, Small, Position 1)	
<b>OCUS2</b> (One Cylinder Usage, Small, Position 2)	
<b>OCUB</b> (One Cylinder Usage, Big), <b>Max 350 bar, Max 40 L/min</b>	
<b>OCUB1</b> (One Cylinder Usage, Big, Position 1)	
<b>OCUB2</b> (One Cylinder Usage, Big, Position 2)	

Sen sijaan taulukon 13 mukaisen OCUB (One Cylinder Usage, Big)-luokan lohkoventtiileitä voidaan käyttää, mikäli lohkon läpäisemän tilavuusvirran suuruus on korkeintaan 40 L/min. OCU-luokan lohkoventtiileiden paine- ja tilavuusvirtarajoitukset perustuvat lohkoissa käytettyjen patruunaventtiileiden ominaisuuksiin.

Lohkoventtiileiden Solving-standardin SV (Synchronizing Valves) -luokan rakenne perustuu samaan jaotteluun kuin OCU-luokan rakenne. Kuten taulukosta 14 havaitaan, SV-luokka jakautuu kahteen pääryhmään. SVS- ja SVB- pääryhmien välinen jaottelu perustuu tilavuusvirtakapasiteettien eroavaisuuksiin, kuten taulukosta 14 havaitaan. Havaitaan myös, että SVS (Synchronizing Valves, Small)-luokka ja SVB (Synchronizing Valves, Big)-luokka jakautuvat edelleen omiin alaluokkiinsa. Kyseinen alaluokkiin jako perustuu siihen, voidaanko tarkasteltavan lohkoventtiilin yhteydessä käyttää paineakkua.

*Taulukko 14. SV-luokan rakenne lohkoventtiileiden Solving-standardissa*

SV (Synchronizing Valves)
<b>SVS</b> (Synchronizing Valves, Small), <b>Max 350 bar, Max 12 L/min</b> <b>SVSNA</b> (Synchronizing Valves, Small, No Accumulator) <b>SVSNA1</b> (Synchronizing Valves, Small, No Accumulator, Position1) <b>SVSNA2</b> (Synchronizing Valves, Small, No Accumulator, Position 2) <b>SVSYA</b> (Synchronizing Valves, Small, Yes Accumulator) <b>SVSYA1</b> (Synchronizing Valves, Small, Yes Accumulator, Position1) <b>SVSYA2</b> (Synchronizing Valves, Small, Yes Accumulator, Position 2)
<b>SVB</b> (Synchronizing Valves, Big), <b>Max 350 bar, Max 20 L/min</b> <b>SVBNA</b> (Synchronizing Valves, Big, No Accumulator) <b>SVBNA1</b> (Synchronizing Valves, Big, No Accumulator, Position1) <b>SVBNA2</b> (Synchronizing Valves, Big, No Accumulator, Position 2) <b>SVBYA</b> (Synchronizing Valves, Big, Yes Accumulator) <b>SVBYA1</b> (Synchronizing Valves, Big, Yes Accumulator, Position1) <b>SVBYA2</b> (Synchronizing Valves, Big, Yes Accumulator, Position 2)

Taulukosta 14 havaitaan, että paineakku soveltuu käytettäväksi lohkoventtiiliryhmien SVSYA (Synchronizing Valves, Small, Yes Accumulator) ja SVBYA (Synchronizing Valves, Big, Yes Accumulator) yhteydessä. Sen sijaan lohkoventtiiliryhmien SVSNA ja SVBNA yhteydessä ei voida käyttää paineakkuja. Edellä mainittua jaottelua käytetään, koska paineakkujen hallintaan käytettävien patruunaventtiileiden käyttäminen kasvattaa lohkoventtiilin fyysistä kokoa. Lohkoventtiileiden tilankäytön minimoinnin kannalta on optimaalista, että paineakun hallintaan liittyviä patruunaventtiileitä ei sisällytetä

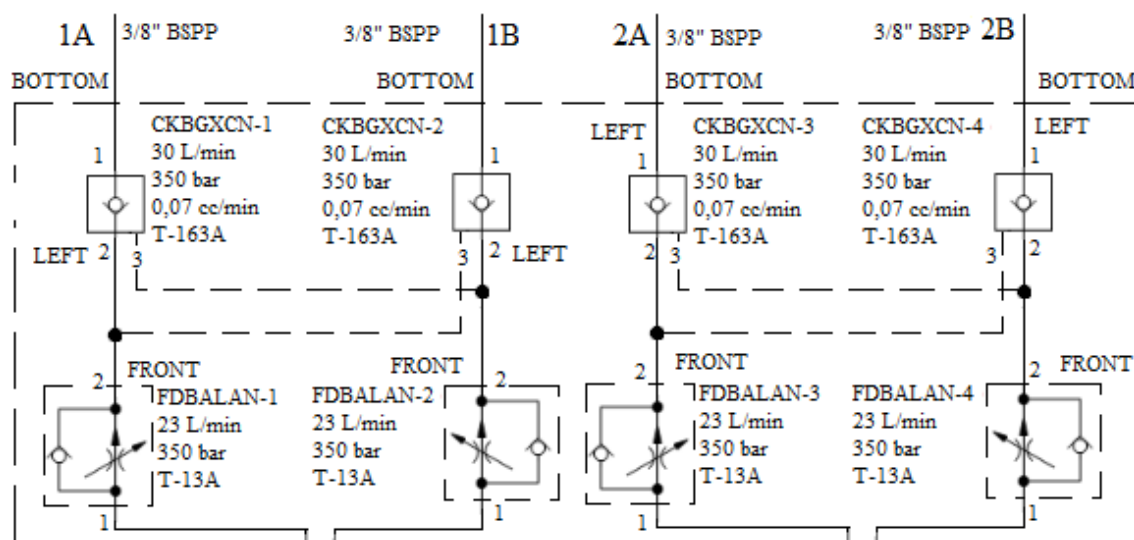
järjestelmiin, joissa ei käytetä paineakkuja. Kuten taulukosta 14 havaitaan, myös SV-luokan jokainen alaluokka sisältää kaksi konfiguraatiota jokaisen lohkoventtiilin fyysisen rakenteen suhteen. SV-luokan lohkoventtiileiden hydraulikaaviot esitetään liitteissä 8, 9, 10 ja 11.

Lohkoventtiileiden Solving-standardin laajin pääryhmä on taulukon 15 mukainen IA (Independent Actuators)- luokka, jonka lohkoventtiileiden hydraulikaaviot esitetään liitteissä 12, 13, 14, 15, 16, 17 ja 18. Kyseisen luokan rakenne noudattaa samaa analogiaa kuin OCU- ja SV-luokat. IA-luokan lohkoventtiilien pääluokkien jaottelu perustuu järjestelmässä olevien itsenäisesti ohjattavien toimilaitteiden lukumäärään. Kuten taulukosta 15 havaitaan, järjestelmä voi sisältää 1 – 4 toisistaan riippumatonta toimilaitetta, mikäli venttiilistö toteutetaan IA-luokan mukaisella lohkoventtiilillä. On syytä ottaa huomioon, että IA4NLWPF (Independent Actuators, 4 pcs, No Locked Cylinders, Without pressure relief valve and free flow valve) -alaluokan mukaiset lohkoventtiilit eivät sisällä paineenrajoitusventtiileitä tai vapaakiertoventtiileitä. Tämä johtuu siitä, että QuickDesign-ohjelmiston nykyisellä versiolla voi käsitellä lohkoventtiileitä, jotka sisältävät korkeintaan 12 erillistä patruunakomponenttia. Liitteen 18 mukaisesta hydraulikaaviosta havaitaan, että IA4NLWPF-luokan lohkoventtiileiden päätoimintojen toteuttaminen edellyttää edellä mainittujen 12 patruunaventtiilin käyttämistä. Tällöin on syytä ottaa huomioon, että IA4NLWPF-luokan lohkoventtiileiden yhteydessä paineenrajoitus- ja vapaakiertotoiminto täytyy toteuttaa erillisillä komponenteilla.

Taulukko 15. IA-luokan rakenne lohkoventtiileiden Solving-standardissa

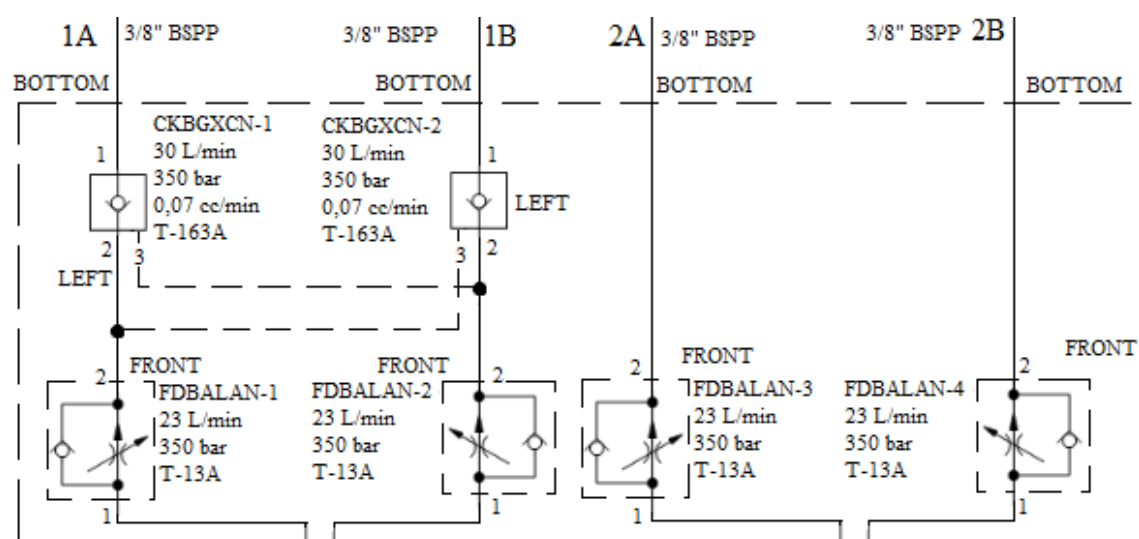
<b>IA (Independent Actuators), Max 350 bar, Max 20 L/min</b>	
<b>IA1</b> (Independent Actuators, 1 pc)	
<b>IA11L</b> (Independent Actuators, 1 pc, 1 Locked Cylinder)	
<b>IA11L1</b> (Independent Actuators, 1 pc, 1 Locked Cylinder, Position 1)	
<b>IA11L2</b> (Independent Actuators, 1 pc, 1 Locked Cylinder, Position 2)	
<b>IA1NL</b> (Independent Actuators, 1 pc, No Locked Cylinders)	
<b>IA1NL1</b> (Independent Actuators, 1 pc, No Locked Cylinders, Position 1)	
<b>IA1NL2</b> (Independent Actuators, 1 pc, No Locked Cylinders, Position 2)	
<b>IA2</b> (Independent Actuators, 2 pcs)	
<b>IA22L</b> (Independent Actuators, 2 pcs, 2 Locked Cylinders)	
<b>IA22L1</b> (Independent Actuators, 2 pcs, 2 Locked Cylinders, Position 1)	
<b>IA22L2</b> (Independent Actuators, 2 pcs, 2 Locked Cylinders, Position 2)	
<b>IA21L</b> (Independent Actuators, 2 pcs, 1 Locked Cylinder)	
<b>IA21L1</b> (Independent Actuators, 2 pcs, 1 Locked Cylinder, Position 1)	
<b>IA21L2</b> (Independent Actuators, 2 pcs, 1 Locked Cylinder, Position 2)	
<b>IA2NL</b> (Independent Actuators, 2 pcs, No Locked Cylinders)	
<b>IA2NL1</b> (Independent Actuators, 2 pcs, No Locked Cylinders, Position 1)	
<b>IA2NL2</b> (Independent Actuators, 2 pcs, No Locked Cylinders, Position 2)	
<b>IA3NL</b> (Independent Actuators, 3 pcs, No Locked Cylinders)	
<b>IA3NL1</b> (Independent Actuators, 3 pcs, No Locked Cylinders, Position 1)	
<b>IA3NL2</b> (Independent Actuators, 3 pcs, No Locked Cylinders, Position 2)	
<b>IA4NLWPF</b> (Independent Actuators, 4 pcs, No Locked Cylinders, Without pressure relief valve and free flow valve)	
<b>IA4NLWPF1</b> (Independent Actuators, 4 pcs, No Locked Cylinders, Without pressure relief valve and free flow valve, Position 1)	
<b>IA4NLWPF2</b> (Independent Actuators, 4 pcs, No Locked Cylinders, Without pressure relief valve and free flow valve, Position 2)	

Kuten taulukosta 15 havaitaan, IA-luokan lohkoventtiilien alaluokkien ryhmittely perustuu niin sanottujen lukittujen sylinterien lukumääriin. Esimerkiksi IA2 (Independent Actuators, 2 pcs) -luokka jakautuu IA22L-, IA21L- ja IA2NL-luokkiin siten, että luokittelun perusteena käytetään lohkoventtiilien sisältämien CKBGXCN-patruunaventtiilien lukumäärien eroavaisuuksia. Kuvat 61, 62 ja 63 havainnollistavat kyseisten lukitusventtiileiden käyttöä ja edellä mainittujen lohkoventtiililuokkien eroavaisuuksia.



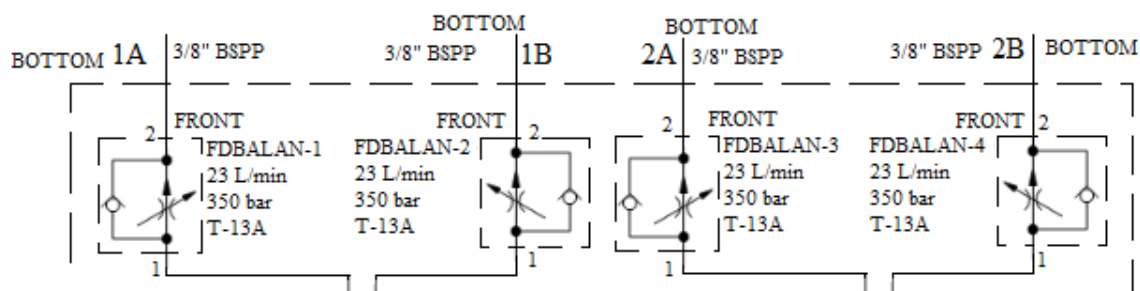
Kuva 61. IA22L-luokan lohkoventtiilin yksityiskohta

Mikäli 2-toiminen toimilaitte kytketään IA-lohkoventtiileiden yhteydessä niin sanottuun lukittavaan linjaan, toimilaitteen molemmat hydraulilinjat sisältävät hydraulisen lukituksen. Tällä lukitsemisella tarkoitetaan sitä, että kyseisten toimilaitteiden hydraulilinjat sisältävät Sun Hydraulics- yhtiön CKBGXCN-vastusventtiileitä, joiden vuotovirtaukset ovat erittäin vähäisiä suurillakin paineilla. Tällöin venttiili ikään kuin lukitsee staattisessa tilassa olevan raskaasti kuormitetun sylinterin. Hydraulinen lukitseminen perustuu CKBGXCN-venttiileiden erittäin alhaisiin vuotovirtauksiin, jolloin toimilaitteen asema ei muutu merkittävästi vuotojen seurauksena. Kuten kuvista 61, 62 ja 63 havaitaan, toimilaitteiden normaali toiminta edellyttää toimilaitteen paluulinjan vastusventtiilin avaamista pilottipaineen avulla. Pilottipainesignaalina käytetään kuormalinjassa vallitsevaa painetta.



Kuva 62. IA21L-luokan lohkoventtiilin yksityiskohta





Kuva 63. IA2NL-luokan lohkoventtiilin yksityiskohta

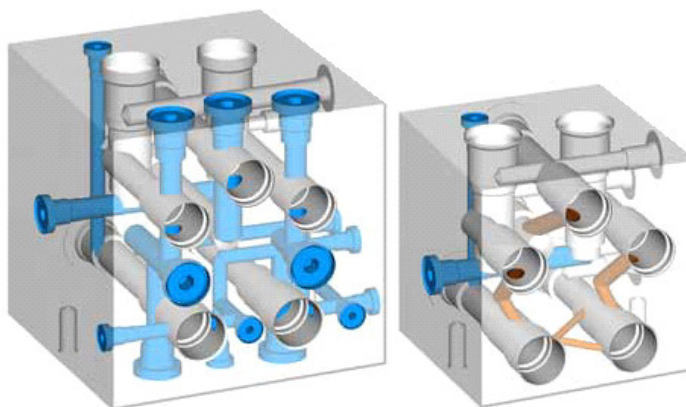
Kuten kuvista 61, 62 ja 63 havaitaan, IA-luokan lohkoventtiileiden jokainen toimilaitelinja sisältää painekompensoidun virranjakoveriä. Kyseiset venttiilit rajoittavat virtausta vain toiseen virtaussuuntaan, joten vastakkaiseen suuntaan mahdollistuu vapaa virtaus. Tämä ratkaisu mahdollistaa hydraulisen nopeuden säädön molempiin suuntiin siten, että toimilaitteelle voidaan määrittää eri nopeudet toimintasuunnasta riippuen.

## 8 JATKOTUTKIMUSEHDOTUKSIA

Tässä luvussa käsitellään Solving Oy:n SW-tuotannon hydraulijärjestelmien tarkastelun yhteydessä heränneitä kehitysehdotuksia. Kehitysehdotusten ensisijaisena päämääränä on kehittää Solving Oy:n liiketoiminnan tuloksellisuutta joko välittömästi tai välillisesti. Välitöntä hyötyä voi syntyä esimerkiksi pienentyneistä komponenttikustannuksista tai vähentyneistä tehohäviöistä, jotka vähentävät hydraulijärjestelmien kustannuksia. Sen sijaan välillisiin tavoitteisiin voidaan lukea esimerkiksi lisääntyneen käytettävyyden ja asiakastyytyväisyyden aikaansaamat vahvat ja kestävät asiakassuhteet. On selvää, että lisääntyvä asiakastyytyväisyys edesauttaa liiketoiminnan tuloksellisuuden kehitystä. Tässä luvussa osoitetaan, että välittömiin ja välillisiin hyötyihin voidaan vaikuttaa teknisillä valinnoilla. Esiintyneitä kehitysideoita käsitellään tässä yhteydessä kuitenkin yleisellä tasolla syventymättä tarkempiin yksityiskohtiin.

### 8.1 Lohkoventtiileiden jatkokehittäminen

Kuten on mainittu, tämän työn mukainen lohkoventtiileiden kehitys on tehty Sun Hydraulics -yhtiön QuickDesign-suunnitteluohjelmistolla. Kyseisen ohjelmiston nykyisen version algoritmit toimivat siten, että ne käyttävät lohkon rakenteen optimointiin ainoastaan niin sanottuja suoria porauksia. Tässä yhteydessä suorilla porauksilla tarkoitetaan porauksia, jotka porataan kohtisuorasti lohkorungon sivun pintaan. QuickDesigniä käytettäessä ainoastaan kuvan 35 mukaiset esiohjauspainelinjat on mahdollista toteuttaa vinoporausten avulla. Sun Hydraulics -yhtiö on kuitenkin kehittänyt QuickDesign-ohjelmiston ulkopuolisia ohjelmistoja, jotka mahdollistavat vinoporausten maksimaalisen käytön. Useiden tässä työssä kehitettyjen lohkoventtiileiden lohkorunkojen tilavuudet voitaisiin jopa puolittaa kyseisellä menettelyllä, kuten kuva 64 havainnollistaa. [18]



*Kuva 64. Suorilla porauksilla ja vinoporauksilla toteutettujen lohkorunkojen tilavuuksien erojen havainnollistus [28]*

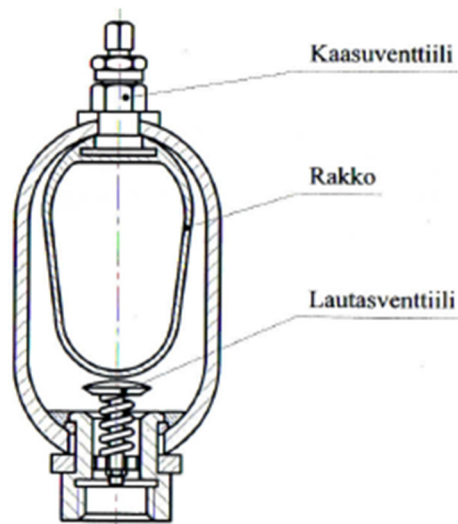
Kuvassa 64 esitettävät lohkorungot ovat hydrauliselta toiminnaltaan täysin samanlaisia. Kuvassa 64 esitettävien lohkorunkojen ainoana erona on, että kuvassa näkyvään pienempään lohkorunkoon on sovellettu maksimaalisesti vinoporausia. Kuten kuvasta 64 havaitaan, vinoporausten maksimaalinen käyttäminen vähentää merkittävästi apuporausten käyttämisen tarvetta. Vinoporausten suunnittelun yhteydessä täytyy ottaa huomioon myös tuotannon käytössä oleva konekanta, koska vinoporausten koneistaminen on valmistusteknisesti hieman vaativampaa kuin suorien porausten koneistaminen.

Kuten kuvasta 64 havaitaan, vinoporausten käyttäminen pienentää lohkoventtiilin tilavuutta merkittävästi. Hydrauliventtiilistön asennustilan pieneneminen sen sijaan vapauttaa asennustilaa esimerkiksi sähkökomponenteille. Mikäli asennustilaa kyetään pienentämään riittävästi, myös SW-trukkien ulkoisia dimensioita voidaan pienentää. Kyseinen seikka tuottaisi useissa tapauksissa lisäarvoa Solving Oy:n asiakkaille. Tässä yhteydessä on syytä pitää mielessä, että asiakkaiden kokema lisäarvo tuottaa lisäarvoa myös Solving Oy:lle.

## **8.2 Energian varastointi ja häviötehojen pienentäminen**

On hyvin tyypillistä, että SW-trukin nostotoiminnon nostokorkeus on melko pieni. Useissa sovelluksissa riittää jo muutaman senttimetrin nostokorkeus. Toisaalta SW-tuotanto sisältää myös trukkeja, jotka nostavat raskaita taakkoja useiden metrien korkeuteen. Usein kyseisiä SW-trukkeja käytetään esimerkiksi varastohalleissa, joissa ne myös laskevat korkealla olevia raskaita taakkoja lattiatasolle. Tällöin olisi energiatehokkuuden kannalta optimaalista, mikäli kuorman laskemisessa vapautuva energia voitaisiin varastoida tulevaa käyttöä varten. Kuorman laskemisen aikana varastoitua energiaa voitaisiin hyödyntää seuraavan noston aikana, jolloin nostoon kuluisi vähemmän järjestelmän ulkopuolista energiaa.

Kuorman laskusta vapautuvaa energiaa voidaan varastoida hydrauliseen paineakkuun. Hydraulisen paineakun toiminta perustuu tyypillisesti kaasun kokoonpuristuvuuteen. Kyseinen menettely vaatisi hydraulisen paineakun lisäämistä nostotoiminnon kuormalinjaan sekä yksinkertaisen ohjauslogiikan kehittämistä. Ohjauslogiikan avulla ohjattaisiin hydrauliventtiileitä, joilla hallittaisiin paineakun käyttäytymistä. Kyseiset venttiilit joko kytkisivät paineakun hydraulijärjestelmän toimilaitelinjaan tai erottaisivat sen kyseisestä linjasta. Kuva 65 havainnollistaa tyypillisen paineakun periaatetta. Paineakku sisältää sekä kaasun täyttämän osion että nesteen täyttämän osion. Mikäli akun nestetilavuutta lisätään, kaasun tilavuus pienenee ja energiaa varastoituu kaasun painevarauksen potentiaalienergiaksi, joka voidaan hyödyntää myöhemmin.



Kuva 65. Tyypillisen rakkoakun rakenne [1, s. 214]

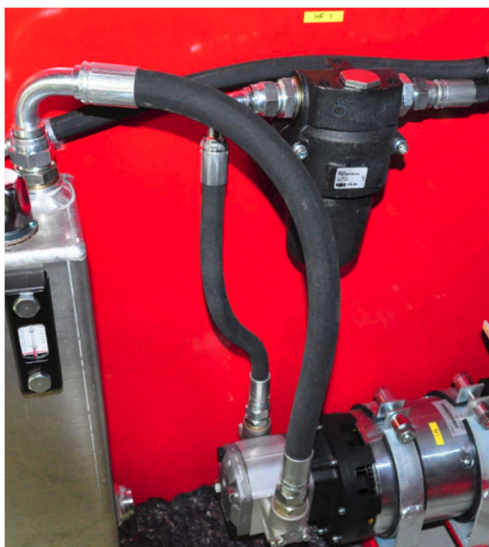
Paineakkuu voitaisiin käyttää myös SW-trukeissa, jotka eivät nosta kuormaa korkealle. Tällaisten järjestelmien nostotoiminnon työsykli on yleensä erittäin hidas. Toisin sanoen, hydraulisen tehon tarve on verrattain vähäistä ja ajoittaista. Tällainen järjestelmä voitaisiin suunnitella ja toteuttaa siten, että hydraulipumppu varastoi hydraulista energiaa paineakun kaasun potentiaalienergiaksi työliikkeiden välisenä aikana. Työliikkeen aikana paineakun varaus kytkettäisiin järjestelmään, jolloin tarvittava teho saataisiin joko osittain tai kokonaan paineakkuun varastoidusta potentiaalienergiasta. Tällainen ratkaisu mahdollistaisi hydraulijärjestelmän pumpun ja käyttömoottorin pienentämisen, koska niiden ei tarvitsisi tuottaa järjestelmän työkierrossa esiintyvää suurinta tehoa. [29, s. 2] Tällöin järjestelmän suunnittelussa voitaisiin ottaa huomioon myös se, että suurin teho siirtyy ainoastaan kuormalinjassa. Muu järjestelmä voitaisiin suunnitella ja toteuttaa siten, että sen avulla siirrettäisiin vain paineakun lataamisen aikaista alhaista tehoa. Tällöin voitaisiin käyttää nykyistä pienempiä ja edullisempia järjestelmiä, jolloin myös tehohäviöt pienenisivät. Suorien kustannushyötyjen lisäksi syntyisi myös epäsuoria kustannushyötyjä, koska vapautunutta asennustilaa voitaisiin käyttää esimerkiksi sähkökomponenttien sijoittamiseen tai trukin dimensioiden pienentämiseen.

Kuten on mainittu, SW-sovellusten painetasot ovat yleensä alhaisia, kun niitä verrataan mobilelaitteiden hydraulijärjestelmien yleisiin painetasoihin. Mobilelaitteiden hydraulijärjestelmien painetasot ovat tyypillisesti 250 bar – 400 bar [1, s. 3]. Sen sijaan SW-trukkien hydraulijärjestelmien painetasot ovat tyypillisesti pienempiä kuin 200 bar:a [5]. Luvussa 3 esitetään yhtälö (1), jonka mukaan hydraulinen teho on tilavuusvirran ja paineen tulo tarkasteltavassa kohdassa. Toisin sanoen, halutun tehon saavuttamiseksi vaadittavaa tilavuusvirtaa voidaan pienentää, mikäli järjestelmän painetta suurennetaan. Tilavuusvirran pienentäminen sen sijaan pienentää järjestelmässä esiintyviä hydraulisia häviöitä, kuten luvussa 3 esitetään. Pienempien tilavuusvirtojen käyttäminen

mahdollistaa myös fyysisesti pienempien komponenttien käyttämisen, jolloin hydraulijärjestelmien asennustila pienenee. Toisin sanoen, hydraulijärjestelmien painetasojen kasvattaminen tuottaisi sekä suoria että epäsuoria kustannushyötyjä. Hydraulisylinterit ovat SW-trukkien hydraulijärjestelmien yleisimpiä toimilaitteita, joten järjestelmien painetasoihin voidaan vaikuttaa sylintereiden mitoituksella.

Hydraulijärjestelmien virtaushäviöitä voidaan pienentää myös muilla suunnitteluvalinnoilla. On käynyt ilmi, että SW-trukkien hydraulijärjestelmissä hydraulisen tehon siirtämiseen käytetään yleensä hydrauliletkuja myös silloin, kun yhdistettävät komponentit eivät liiku toistensa suhteen käytön aikana. Letkuja käytettäessä hydraulijärjestelmän joustot lisääntyvät ja osa siirrettävästä hydraulisesta tehosta kuluu letkujen muodonmuutoksien vaatimaksi energiaksi. Tällaista häviötehoa voitaisiin pienentää käyttämällä letkujen tilalla putkia, joiden jousto-ominaisuudet ovat vähäisemmät kuin letkuilla.

On käynyt ilmi myös, että SW-siirtolaitteiden hydraulijärjestelmissä käytetään erittäin yleisesti painesuodattimia, kuten kuva 66 osoittaa.



*Kuva 66. SW-trukin hydraulijärjestelmään kytketty painesuodatin [5]*

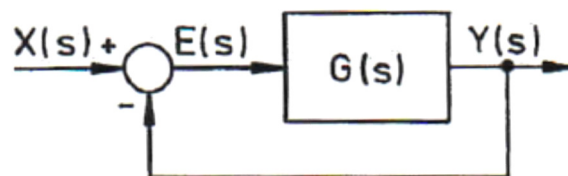
SW-tuotteiden hydraulijärjestelmien painesuodattimet kytketään yleensä painelinjaan, välittömästi hydraulipumpun jälkeen. Tällöin suodattimen aiheuttama painehäviö lisää pumpulla vaikuttavaa painetta, jolloin pumpun käyttömoottorin tehontarve kasvaa. Toisin sanoen, painesuodattimen käyttäminen lisää järjestelmän tehohäviöitä ja käyttökustannuksia. Suuren paineenkeston takia, myös painesuodattimen hankintakustannukset ovat usein melko korkeat verrattuna vastaaviin paluusuodattimiin. On käynyt ilmi myös, että SW-trukkien hydraulijärjestelmien puhtausvaatimukset eivät yleensä edellytä painesuodattimien käyttämistä. Olisi erittäin suotavaa, että SW-trukkien

hydraulijärjestelmät toteutettaisiin tulevaisuudessa siten, että painesuodattimet korvattaisiin paluusuodattimilla.

### 8.3 Vaihtoehtoja toimilaitteiden ohjaukseen ja säätöön

Useiden SW-sovellusten toiminnan kannalta on erittäin oleellista, että toimilaitteina käytettävät hydraulisylinterit toimivat synkronoidusti kuormitusten eroavaisuuksista riippumatta. SW-trukkien sylintereiden synkronointi toteutetaan Solving Oy:llä nykyisin hydraulisesti kuvan 29 mukaisilla synkronointiventtiileillä, hammaspyöräjakajilla tai usean hydraulipumpun käytöllä. On kuitenkin osoittautunut, että hydraulisen synkronoinnin toteuttaminen vaatii usein melko paljon komponentteja, jotka lisäävät järjestelmien hankintakustannuksia. On osoittautunut myös, että hydraulisella synkronoinnilla on ajoittain haasteellista saavuttaa haluttua synkronointitarkkuutta.

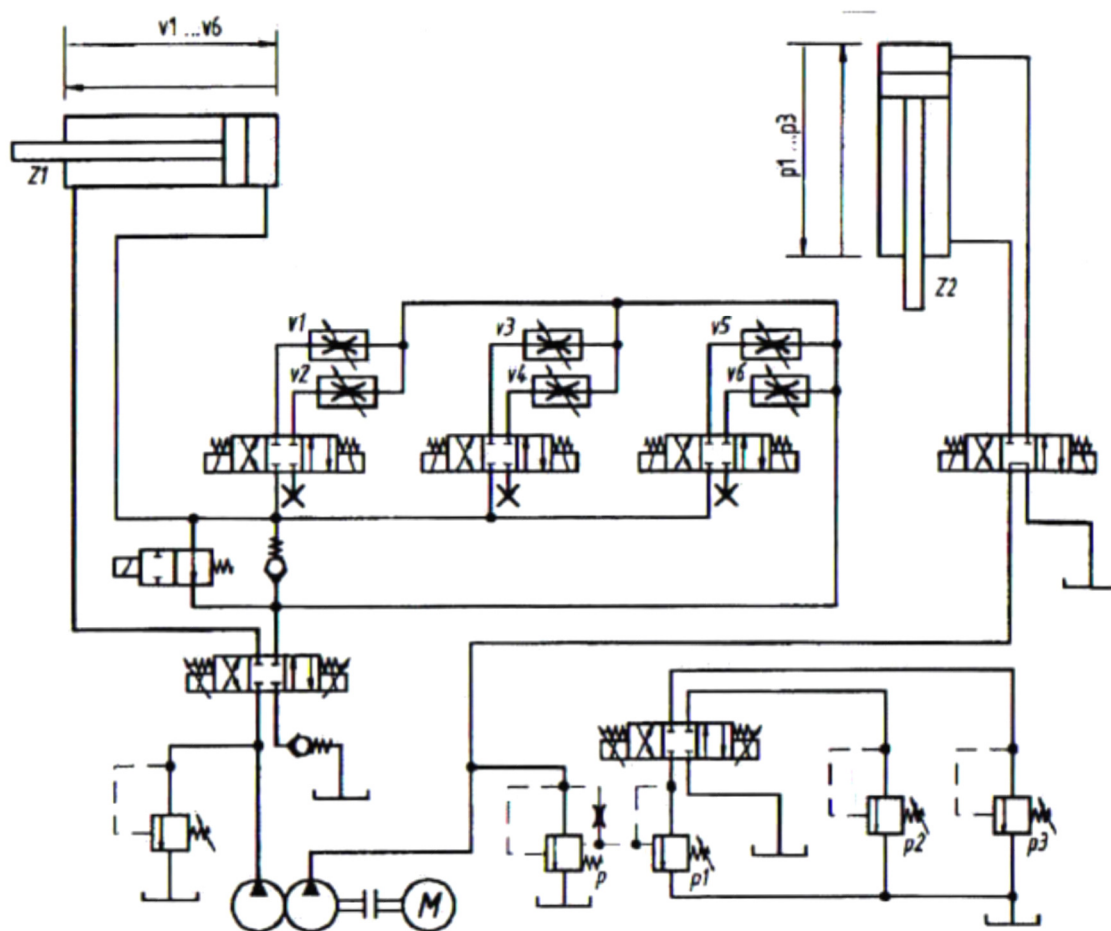
SW-trukkien sylintereiden synkronointi voitaisiin toteuttaa takaisinkytketyn ohjausjärjestelmän ja proportionaaliventtiileiden avulla. Tällainen takaisinkytkentä perustuu synkronoitavista sylintereistä mitattujen oloarvojen ja ohjearvojen välisen virheen kompensointiin esimerkiksi kuvan 67 mukaisesti. Säädettyä järjestelmää kuvataan siirtofunktiolla  $G(s)$  kuvassa 67. Tulosignaalina on  $X(s)$  ja lähtösignaalina  $Y(s)$ . Tulo- ja lähtösignaalista muodostettua erosuuretta merkitään funktiolla  $E(s)$ . [30, s. 27 - 28]



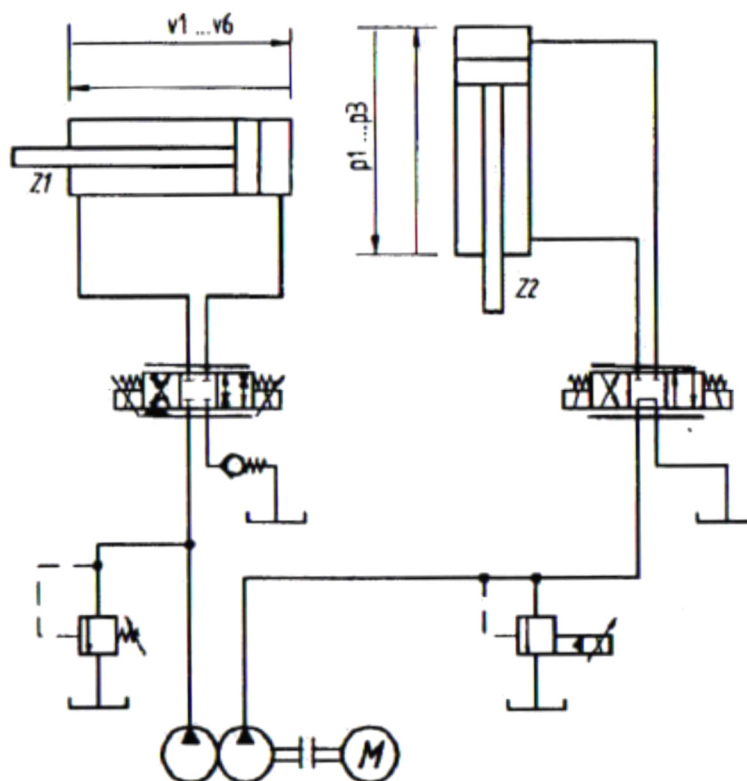
Kuva 67. Yksinkertainen lohkokaavio suoran takaisinkytkennän periaatteesta [30, s. 27]

SW-trukkien sovelluksissa jokaisen yksittäisen synkronoitavan sylinterin toimintaa hallittaisiin erillisen proportionaalisen suuntaventtiilien avulla. Takaisinkytkennän säätöalgoritmi toteutettaisiin siten, että sylintereiden asema-arvot olisivat erittäin lähellä toisiaan kuormituseroista riippumatta. Pelkän asematakaisinkytkennän käyttäminen riittäisi useissa SW-sovelluksissa, mutta takaisinkytkentäsuureiden määrää voitaisiin kasvattaa tarpeen mukaan. Esimerkiksi paine- tai voimatakaisinkytkentää käyttämällä voitaisiin ohjelmallisesti määrittää niin sanottuja pitovoimia. Pitovoimalla tarkoitetaan voimaa, jolla sylintereiden halutaan tukeutuvan vastinrakenteeseen tilanteissa, joissa täyden voiman käyttäminen aiheuttaisi rakenteellisia vaurioita joko SW-trukkiin tai vastinrakenteeseen.

On/Off-tekniikan ja proportionaalitekniikan hydraulijärjestelmien eroavaisuuksia havainnollistetaan kuvissa 68 ja 69. Molempien kuvien mukaiset hydraulijärjestelmät ovat toiminnaltaan täysin identtiset siten, että tavoitteena on hallita kuvissa näkyvien sylinterien toimintaa. Kuvien 68 ja 69 mukaiset järjestelmät mahdollistavat sylinterien z1 ja z2 liikkeitä molempiin suuntiin. Lisäksi sylinterin z1 miinus-liikkeelle on mahdollista valita kuusi erilaista liikenopeutta. Sen sijaan z2 sylinterin käyttöpaineeksi on mahdollista valita kolme erilaista painetta. [30, s. 36] On osoittautunut, että usean SW-trukin hydraulijärjestelmältä vaaditaan hyvin samankaltaisia ominaisuuksia kuin kuvissa 68 ja 69 esitetyissä kuvitteellisissa tilanteissa.



Kuva 68. Kahden sylinterin hallinta On/Off-tekniikalla [30, s. 36]



Kuva 69. Kahden sylinterin hallinta proportionaalitekniikalla [30, s. 36]

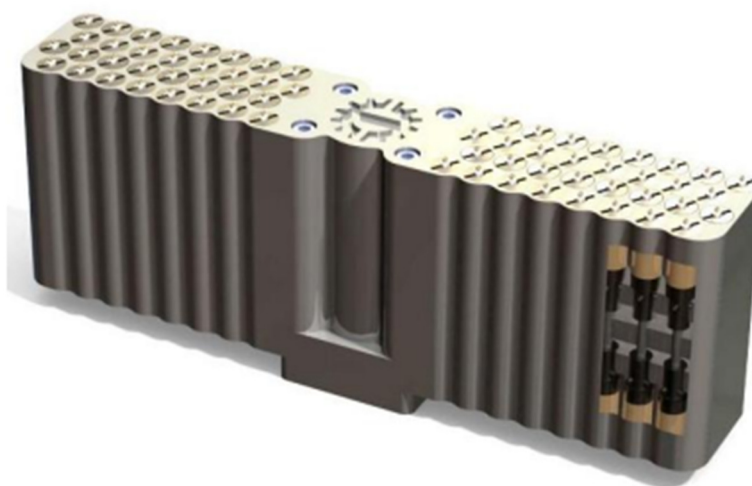
Kuten kuvista 68 ja 69 havaitaan, proportionaalijärjestelmän hydraulipiiri on huomattavasti yksinkertaisempi kuin On/Off- tekniikalla toteutettu vastaava järjestelmä. On syytä ottaa huomioon myös, että kuvan 69 mukaisen järjestelmän toiminta-arvoja voidaan tarvittaessa muuttaa ohjelmallisesti järjestelmän käytön aikana. Lisäksi kyseiset muutokset on mahdollista toteuttaa täysin portaattomasti.

Proportionaaliseen ohjaukseen siirtyminen tuottaisi kustannussäästöjä sekä mekaanisissa että hydraulisissa järjestelmissä. Toisaalta elektronisten järjestelmien kustannukset kasvaisivat. On kuitenkin erittäin todennäköistä, että saavutetut kustannushyödyt olisivat suuremmat kuin uudet lisäkustannukset, jolloin kyseiseen tekniikkaan siirtyminen olisi kustannustehokasta. [30, s. 56]

Hydrauliikkaan suuntautuneen tiedeyhteisön mielenkiinto on viime vuosina kohdistunut digitaalihydrauliikkaan. Kyseistä teknologiaa voitaisiin tulevaisuudessa hyödyntää myös Solving Oy:n tuotteissa. Digitaalihydrauliikalla ei tarkoiteta analogisten hydraulikomponenttien ohjaamista digitaalisella ohjausjärjestelmällä. Sen sijaan digitaalihydrauliikan hydraulikomponentit toimivat digitaalisesti eli ne tuottavat diskreettejä tilavuusvirta-arvoja. [31, s. 1] Digitaalihydraulinen DFCU (Digital Flow Control Unit) koostuu useasta rinnakkain kytketystä On/Off-istukkaventtiilistä, joita ohjataan älykkäällä ohjausjärjestelmällä siten, että auki olevien venttiileiden



kumulatiivinen tilavuusvirta pyrkii minimoimaan järjestelmän oloarvon ja ohjausarvon välisen virhefunktion. DFCU-venttiilistön yhteydessä yksittäisten venttiileiden virtausominaisuudet on toteutettu siten, että venttiilien läpäisyominaisuudet kasvavat binäärijärjestelmää mukaillen. Tällöin esimerkiksi 20 venttiilillä voidaan muodostaa  $2^{20}$  eli 1 048 576 erilaista avauskombinaatiota. Toisaalta digitaalihydrauliikkaa voidaan toteuttaa myös PNM (Pulse Number Modulation)-ohjelmoinnilla, jolloin jokainen yksittäinen venttiili on virtausominaisuuksiltaan samanlainen. Tällöin yksittäisiä venttiileitä on enemmän kuin binäärikoodatussa DFCU:ssa, mutta yksittäisten venttiileiden pienempi kokoluokka saa aikaan useita hyötyjä. PNM-koodauksella saavutetaan muun muassa nopeampia ja vikasietoisempia järjestelmiä kuin DFCU-järjestelmillä. [32] Kuvassa 70 havainnollistetaan Tampereen teknillisessä yliopistossa kehitetyn PNM-koodaukseen perustuvan venttiilipaketin fyysistä olemusta.



*Kuva 70. Tampereen teknillisessä yliopistossa kehitetty PNM-koodaukseen perustuva digitaalihydraulinen venttiilipaketti [33, s. 13]*

Digitaalihydraulisen järjestelmän ominaisuudet voidaan määrittää ohjelmallisesti. Säättöalgoritmin avulla hydraulijärjestelmään voidaan soveltaa esimerkiksi reaaliaikaista optimointia, joka ei ole mahdollista tavallisella hydrauliikalla. Tavallisessa hydrauliikassa käytettävien venttiilien luistirakenteet toimivat optimaalisesti vain rajallisella kuormitusalueella. Digitaalihydrauliikassa sen sijaan on mahdollista ikään kuin suunnitella uusi luisti muutamassa millisekunnissa siten, että digitaalinen venttiili toimii aina optimaalisesti. Digitaalihydrauliikka mahdollistaa myös sen, että sama fyysinen komponentti voi toteuttaa hydraulisesti erilaisia toimintoja. Esimerkiksi yksittäinen DFCU voi toimia muun muassa paineenrajoitusventtiilinä, vastaventtiilinä ja suuntaventtiilinä. DFCU:n toiminta määritetään ohjelmallisesti, joten tarvittaessa yksittäisen DFCU:n toiminta voi muuttua useita kertoja yhden työsyklin aikana. Tavallisella hydrauliikalla tämä ei ole mahdollista.

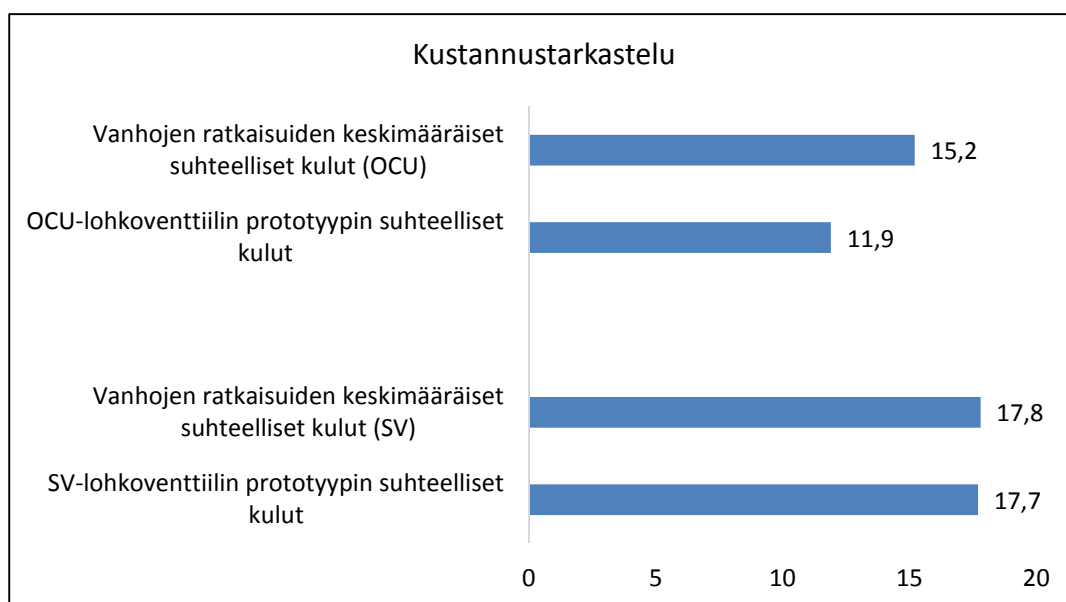
Digitaalihydrauliset järjestelmät ovat fyysisesti todella tiiviitä, mekaaniselta rakenteeltaan yksinkertaisia sekä erittäin vikasietoisia. Suuren venttiilimäärän takia yksittäisen venttiilin vikaantuminen ei keskeytä koko järjestelmän toimintaa. [34] Lisäksi ohjausjärjestelmät on mahdollista toteuttaa siten, että mahdolliset virhe- ja vikatilanteet kompensoidaan muuttamalla järjestelmän toimintaa ohjelmallisesti. Digitaalihydrauliikan avulla myös järjestelmien hyötysuhteita kyetään kasvattamaan erittäin merkittävästi. [32]

## 9 YHTEENVETO

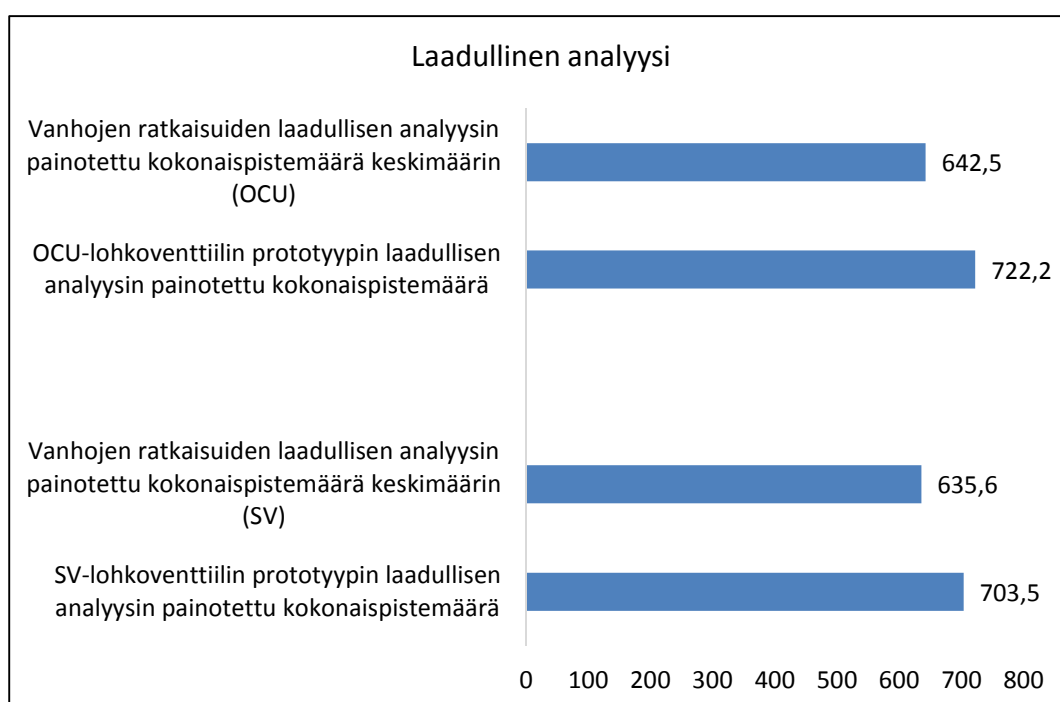
Tämän työn tavoitteena oli Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydrauliventtiilistöjen kehittäminen. Tärkeimpänä tavoitteena oli kehittää hydrauliventtiilistöjen tehdasstandardi, jonka avulla Solving Oy:n hydraulijärjestelmien suunnittelua, asennusta, käyttöä ja huoltoa kyettäisiin selkeyttämään ja yhtenäistämään. Kehitystyön aikana oli myös oleellista, että taloudellisiin seikkoihin kiinnitetään jatkuvasti huomiota. Kehitystyön tuloksena syntynyt ratkaisu perustuu lohkoventtiileiden käyttöön.

Tämän dokumentin luvuissa 2, 3 ja 4 käsitellään hydrauliventtiilistöjen kehitystyöhön keskeisesti liittyviä taustatietoja. Luvussa 2 käsitellään yleisellä tasolla siirtolaitteita, joiden hydraulijärjestelmiin tämän työn mukainen kehitystyö kohdennettiin. Luvussa 3 sen sijaan käsitellään venttiilistöjen kehitystyön taustalla vaikuttavaa hydrodynamiikan teoriaa. Kyseisessä luvussa osoitetaan virtaushäviöiden teoriaan perustuen, että lohkoventtiileiden käyttäminen on energiataloudellisesti optimaalisempaa kuin Solving Oy:llä käytetyt aikaisemmat ratkaisut. Luvussa 4 analysoidaan, millaisia hydraulijärjestelmiä Solving Oy:llä on käytetty aikaisemmin. Kyseisessä luvussa vanhoja järjestelmiä analysoidaan sekä järjestelmäratkaisuiden että järjestelmiltä vaadittavien toiminta-arvojen kannalta. Luvussa 4 perehdytään myös Euroopan parlamentin ja neuvoston hyväksymään konedirektiivin sekä eräisiin standardeihin, jotka asettivat vaatimuksia tämän työn mukaiselle kehitystyölle.

Tämän dokumentin luvuissa 5, 6 ja 7 selvennetään työssä toteutettua hydrauliventtiilistöjen kehitystyötä. Luvussa 5 selvennetään kehitystyöhön käytettävien lohkoventtiileiden ominaisuuksia sekä lohkoventtiileiden suunnitteluun liittyviä seikkoja. Kyseisessä luvussa esitellään muun muassa suunnitteluohjelmisto, jota tämän työn mukaisessa kehitystyössä käytettiin. Luvussa 6 perehdytään kehitystyön aikana suunniteltuihin ja valmistettuihin lohkoventtiileiden prototyyppeihin. Kyseisessä luvussa selvennetään melko yksityiskohtaisesti prototyyppien luonnetta ja rakennetta. Luvun 6 lopussa esitettävillä analyysillä osoitetaan, että lohkoventtiileiden prototyyppit ovat sekä taloudellisesti että teknisesti parempia kuin Solving Oy:llä aikaisemmin käytetyt ratkaisut. Kustannusvertailun lopputulosta havainnollistetaan kuvassa 71. Sen sijaan laadullisen analyysin lopputulosta havainnollistetaan kuvassa 72. Tämän työn mukaisen kehitystyön lopputuloksena on luvussa 7 esitettävä Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydraulijärjestelmiin soveltuva lohkoventtiileiden tehdasstandardi. Kyseistä standardia kutsutaan tässä työssä lohkoventtiileiden Solving-standardiksi.



*Kuva 71. Lohkoventtiileiden prototyyppien kustannustarkastelun lopputulos*



*Kuva 72. Lohkoventtiileiden prototyyppien laadullisen analyysin lopputulos*

Osoittautuu, että tämän työn mukaisen kehitystyön tulos toteuttaa työlle asetetut vaatimukset. Tässä työssä esitettiin seikkoihin vedoten ehdotetaan, että Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydrauliventtiilistöt toteutettaisiin jatkossa maksimaalisesti tämän työn mukaisilla lohkoventtiileillä. On kuitenkin syytä kiinnittää huomiota siihen, että Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden tuoteryhmään kuuluvien tuotteiden

teknisissä ominaisuuksissa on erittäin suurta vaihtelua sovelluksesta riippuen. Tästä syystä lohkoventtiileiden soveltamista täytyy harkita aina tapauskohtaisesti.

Tässä työssä esitettyihin seikkoihin vedoten ehdotetaan myös, että Solving Oy:llä jatkettaisiin luvun 8 mukaista kehitystyötä. Tässä työssä esitettävän kehitystyön aikana on tullut ilmi, että luvun 8 mukainen jatkokehitys lisäisi Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden kilpailukykyä. On syytä kiinnittää huomiota myös siihen, että luvussa 8 esitetään muutamia kehitysehdotuksia, jotka muuttaisivat Solving Oy:n pyörällisten siirtolaitteiden hydraulijärjestelmien luonnetta melko paljon. Tällaisen kehitystyön toteuttaminen edellyttäisi vaadittavien resurssien kohdentamista kehitystyön käyttöön. Luvussa 8 esitettävien kehitysehdotusten toteuttaminen edellyttäisi myös Solving Oy:n aikaisempien toimintamallien ja käytäntöjen osittaista muuttamista.

## LÄHTEET

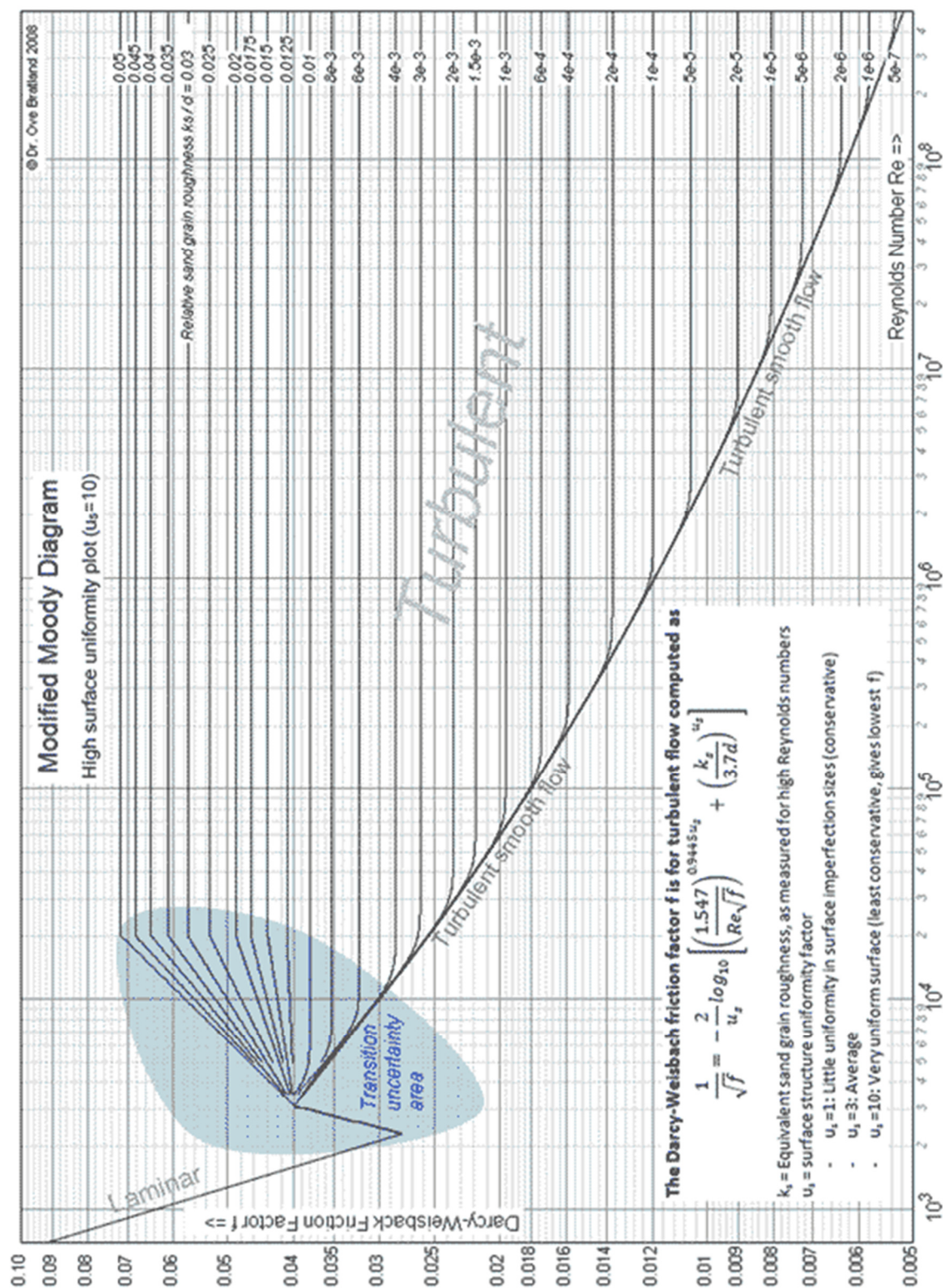
- [1] Heikki Kauranne, Jyrki Kajaste, Matti Vilenius, Hydrauliteknikka, 1. painos, Helsinki, WSOY, 2008, 487 s
- [2] Lammila M, Karhu O, CAN ja CANopen – perusteet, Tampereen teknillinen yliopisto, 2008, 13 s, rajoitettu saatavuus
- [3] Kimmo Silvonen, Elektroniikka ja puolijohdekomponentit, Otatieto 2009, 501 s
- [4] Ab Solving Oy:n Internet-sivut, viitattu 05.06.2014  
saatavissa: <http://www.solving.com/>
- [5] Ab Solving Oy:n sisäinen tietokanta, 2014, ei julkinen
- [6] Fluid flow in pipes, viitattu 06.08.2014  
saatavissa: <http://www.engineeringcivil.com/fluid-flow-in-pipes.html>
- [7] Khabakhpasheva EM, Turbulent Flow, viitattu 06.08.2014  
saatavissa: <http://www.thermopedia.com/content/1226/>
- [8] Daniel Measurement and Control, High viscosity and its impact on flow profile, viitattu 06.08.2014, saatavissa: <http://www2.emersonprocess.com/en-US/brands/daniel/Documents/Newsletters/0610/DanielMatters-0610-index.html>
- [9] Ove Bratland, Friction diagrams, viitattu 06.08.2014  
saatavissa: <http://www.drbratland.com/moody-diagrams-for-hydraulic-friction/>
- [10] Hansa Flex, HK FS, Flow divider / combiner FS, viitattu 13.06.2014  
saatavissa: <https://shop.hansa-flex.com/en/hk-fs.html>
- [11] Sun Hydraulics- yhtiön Internet-sivut, viitattu 13.06.2014  
saatavissa: <http://www.sunhydraulics.com/>
- [12] Hansa Flex, HK GEH MM, Valve housing for cartridge valve T-31A, viitattu 13.06.2014  
saatavissa:  
<https://shop.hansa-flex.com/en/catalog/product/view/id/783383/category/21987/>
- [13] Heikki Sironen, Leo Mäkelä, Hydrauliiikan turvaerottaminen, IHA-2400 Seminaarityö, Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliiikan ja automatiikan laitos, 2013, 12 s, rajoitettu saatavuus
- [14] Euroopan parlamentin ja neuvoston Konedirektiivi 2006/42/EY, 63 s, viitattu 01.12.2014  
Saataavissa: <http://eur-lex.europa.eu/homepage.html?locale=fi>

- [15] SFS-EN 1037 Koneturvallisuus. Odottamattoman käynnistymisen estäminen Suomen Standardisoimisliitto SFS, vahvistettu 13.10.2008, 34 s, viitattu 01.12.2014, rajoitettu saatavuus: <http://sales.sfs.fi/sfs/>
- [16] SFS-EN ISO 4413 Hydraulinen tehonsiirto, Järjestelmiä sekä niiden komponentteja koskevat yleiset periaatteet ja turvallisuusvaatimukset, Suomen Standardisoimisliitto SFS, 89 s, vahvistettu 24.01.2011, viitattu 01.12.2014, rajoitettu saatavuus: <http://sales.sfs.fi/sfs/>
- [17] Chad Elmore, Michelle Eauclaire, Hydraulic valve manifolds, OEM Off – Highway, 2008  
saatavissa: <http://www.oemoffhighway.com/article/10166498/hydraulic-valve-manifolds>
- [18] Keskustelu, Ab PMC Polarteknik Oy:n edustajien vierailu Ab Solving Oy:llä 09.10.2014
- [19] HydraForce, D03 (NG6) Sandwich Valves, viitattu 11.11.2014  
saatavissa: <http://www.hydraforce.com/Sandwich/Sandwich.htm>
- [20] HydraForce, i-Design manifold design software, viitattu 11.11.2014  
saatavissa: <http://www.hydraforce.com/i-design.html>
- [21] Hydroman 3D manifold design software, viitattu 11.11.2014  
saatavissa: <http://www.paro-nl.com/hydroman>
- [22] Marra Fernando, Manifold Designer, viitattu 11.11.2014  
saatavissa: <http://www.manifold-designer.com/>
- [23] Sun Hydraulics Corporation Stock Quote & Summary Data Company Description, viitattu 13.11.2014  
saatavissa: <http://www.nasdaq.com/symbol/snhy>
- [24] Sun's floating style screw-in cartridge, viitattu 13.11.2014  
saatavissa:  
[http://www.sunhydraulics.com/sites/default/files/media\\_library/tech\\_resources/rvca2sect\\_0.pdf](http://www.sunhydraulics.com/sites/default/files/media_library/tech_resources/rvca2sect_0.pdf)
- [25] Jaakko Fonselius, Jari Rinkinen, Matti Vilenius, Koneautomaatio, Hydrauliiikka II, 3. painos, Tampereen Yliopistopaino Oy - Juvenes Print, 2008, 226 s
- [26] Markus Pakarinen, Porauksen ohjaushydrauliikan kehittäminen, Hydrauliiikan ja automatiikan laitos, Tampereen teknillinen yliopisto, 2012, Diplomityö, 62 s
- [27] Jesse Daniels, Paul W. Werner, A. Terry Bahill, Quantitative Methods for Tradeoff Analyses, 24 s, Journal of Systems Engineering 4, 3 2001  
saatavissa:  
<http://sie.arizona.edu/sysengr/publishedPapers/QuantitativeMethods.pdf>



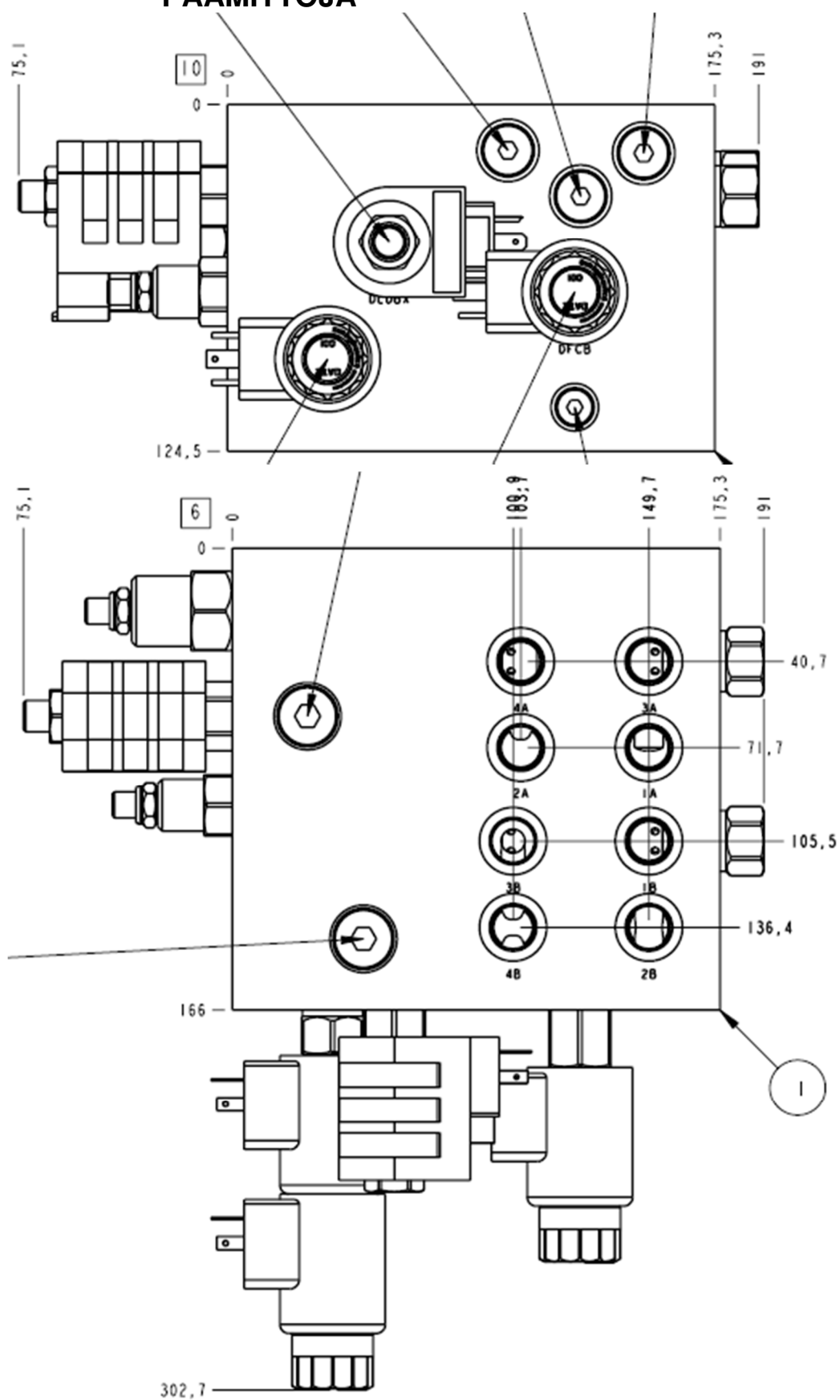
- [28] Hydraulic Screw-in Cartridge Valves, Manifold Design Comparison, 17 s, Markkinointimateriaali, Sun Hydraulics, rajoitettu saatavuus
- [29] Bonnie Trowbridge, An accumulation of benefits, Hydraulics & Pneumatics 2011, 64(6): s. 45-49, rajoitettu saatavuus:  
<http://connection.ebscohost.com/c/articles/74238509/accumulation-benefits>
- [30] Jaakko Fonselius, Jari Rinkinen, Matti Vilenius, Servotekniikka, 2. painos, Tampereen Yliopistopaino Oy - Juvenes Print, 2006, 194 s
- [31] Rudolf Scheidl, Matti Linjama, Stefan Schmidt, Is the future of fluid power digital?, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2012, Vol 226(6), s 721-723, saatavissa: <http://pii.sagepub.com/content/226/6/724.full.pdf+html>
- [32] Matti Linjama, IHA-2570 Digitaalihydrauliikka, Syksy 2013, luentokalvot rajoitettu saatavuus
- [33] Miika Paloniitty, Matti Karvonen, Matti Linjama, Tuomo Tiainen, Laminated manifold for digital hydraulics - principles, challenges and benefits, Tampereen teknillinen yliopisto, Hydrauliikan ja automatiikan laitos, 2012, 16 s, saatavissa:  
<http://www.tut.fi/idcprod/groups/public/@110210/@web/@p/documents/liit/p053490.pdf>
- [34] Kimmo Kiimalainen, Digitaalihydrauliikassa yksinkertaisuus on valttia, 2013, viitattu 09.12.2014, saatavissa: <http://reset-lehti.fi/digitaalihydrauliikassa-yksinkertaisuus-on-valttia/>

## LIITE 1: MODIFIOITU MOODYN KÄYRÄSTÖ [9]





### LIITE 3: KEHITETYN SV-LOHKOVENTTIILIN PROTOTYYPIN PÄÄMITTOJA



## LIITE 4: JÄRJESTELMIEN VERTAILUA

Konedirektiivin ja keskeisten standardien toteutuminen	Painoarvo	lohkoventtiileiden prototyytit	Vanhat ratkaisut keskimäärin
		Arvosana	
Ratkaisu soveltuu tarkoitukseensa	10	5	5
Järjestelmää voidaan käyttää henkilöitä vaarantamatta	10	5	4
Järjestelmää voidaan säätää henkilöitä vaarantamatta	10	5	4
Järjestelmää voidaan huoltaa henkilöitä vaarantamatta	10	5	4
Putket ja letkut voidaan asentaa luotettavasti	7	5	5
Käyttäjän fyysinen voima riittää järjestelmän manuaaliseen säätöön	4	5	5
Käyttäjän kehon osille jää riittävästi tilaa liikkua	4	5	5
Kone ei määrää käyttäjän työahtia	5	5	5
Käyttö ja huolto eivät vaadi pitkäaikasista keskittymistä	5	5	5
Säätö-, kunnossapito-, korjaus-, puhdistus- ja huoltotoimenpiteet voidaan suorittaa koneen ollessa pysähtynyt	7	5	5
Fluidin paineeseen varastoitunut energia voidaan poistaa vaarantamatta henkilöitä	10	5	5
Ratkaisu sisältää riittävästi painemittareita	7	5	5
Painotettu pistemäärä		445	415

## LIITE 5: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDI

Jokaista Solving-standardi -lohkoa vastaa oma yksittäinen QuickDesign-projekti. QuickDesign-projektien versiomahdollisuutta käytetään jokaisen yksittäisen lohkon kehittämiseen. QuickDesignin uusin versio vastaa aina kyseistä Solving-standardi-lohkoa.

Standardin käyttö

- 1) Selvitä haluttu hydraulitoiminto sekä järjestelmän tilavuusvirta- ja painetaso.
- 2) Valitse 1-kohdan mukainen Solving-standardi-koodi (esim. SVBNA).
- 3) Valitse haluamasi konfiguraatio (esim. SVBNA1).  
Konfiguraatioiden mallit ja tiedot ovat nähtävissä omassa kansiossaan.
- 4) Valitse QuickDesignistä 3-kohdassa valitsemaasi lohkoa vastaava malli.
- 5) Tilaa lohko 4-kohdassa valitsemasi QuickDesign-tunnuksen avulla.  
QuickDesign-projekti saattaa sisältää useita versioita. Tilaa uusin versio, joka on valittuna oletusarvoisesti.

### OCU (One Cylinder Usage)

**OCUS** (One Cylinder Usage, Small), **Max 350 bar, Max 23 L/min**

**OCUS1** (One Cylinder Usage, Small, Position 1)

**OCUS2** (One Cylinder Usage, Small, Position 2)

**OCUB** (One Cylinder Usage, Big), **Max 350 bar, Max 40 L/min**

**OCUB1** (One Cylinder Usage, Big, Position 1)

**OCUB2** (One Cylinder Usage, Big, Position 2)

### SV (Synchronizing Valves)

**SVS** (Synchronizing Valves, Small), **Max 350 bar, Max 12 L/min**

**SVSNA** (Synchronizing Valves, Small, No Accumulator)

**SVSNA1** (Synchronizing Valves, Small, No Accumulator, Position1)

**SVSNA2** (Synchronizing Valves, Small, No Accumulator, Position 2)

**SVSYA** (Synchronizing Valves, Small, Yes Accumulator)

**SVSYA1** (Synchronizing Valves, Small, Yes Accumulator, Position1)

**SVSYA2** (Synchronizing Valves, Small, Yes Accumulator, Position 2)

**SVB** (Synchronizing Valves, Big), **Max 350 bar, Max 20 L/min**

**SVBNA** (Synchronizing Valves, Big, No Accumulator)

**SVBNA1** (Synchronizing Valves, Big, No Accumulator, Position1)

**SVBNA2** (Synchronizing Valves, Big, No Accumulator, Position 2)

**SVBYA** (Synchronizing Valves, Big, Yes Accumulator)

**SVBYA1** (Synchronizing Valves, Big, Yes Accumulator, Position1)

**SVBYA2** (Synchronizing Valves, Big, Yes Accumulator, Position 2)

**IA** (Independent Actuators), **Max 350 bar, Max 20 L/min**

**IA1** (Independent Actuators, 1 pc)

**IA11L** (Independent Actuators, 1 pc, 1 Locked Cylinder)

**IA11L1** (Independent Actuators, 1 pc, 1 Locked Cylinder, Position 1)

**IA11L2** (Independent Actuators, 1 pc, 1 Locked Cylinder, Position 2)

**IA1NL** (Independent Actuators, 1 pc, No Locked Cylinders)

**IA1NL1** (Independent Actuators, 1 pc, No Locked Cylinders, Position 1)

**IA1NL2** (Independent Actuators, 1 pc, No Locked Cylinders, Position 2)

**IA2** (Independent Actuators, 2 pcs)

**IA22L** (Independent Actuators, 2 pcs, 2 Locked Cylinders)

**IA22L1** (Independent Actuators, 2 pcs, 2 Locked Cylinders, Position 1)

**IA22L2** (Independent Actuators, 2 pcs, 2 Locked Cylinders, Position 2)

**IA21L** (Independent Actuators, 2 pcs, 1 Locked Cylinder)

**IA21L1** (Independent Actuators, 2 pcs, 1 Locked Cylinder, Position 1)

**IA21L2** (Independent Actuators, 2 pcs, 1 Locked Cylinder, Position 2)



**IA2NL** (Independent Actuators, 2 pcs, No Locked Cylinders)

**IA2NL1** (Independent Actuators, 2 pcs, No Locked Cylinders,  
Position 1)

**IA2NL2** (Independent Actuators, 2 pcs, No Locked Cylinders,  
Position 2)

**IA3NL** (Independent Actuators, 3 pcs, No Locked Cylinders)

**IA3NL1** (Independent Actuators, 3 pcs, No Locked Cylinders,  
Position 1)

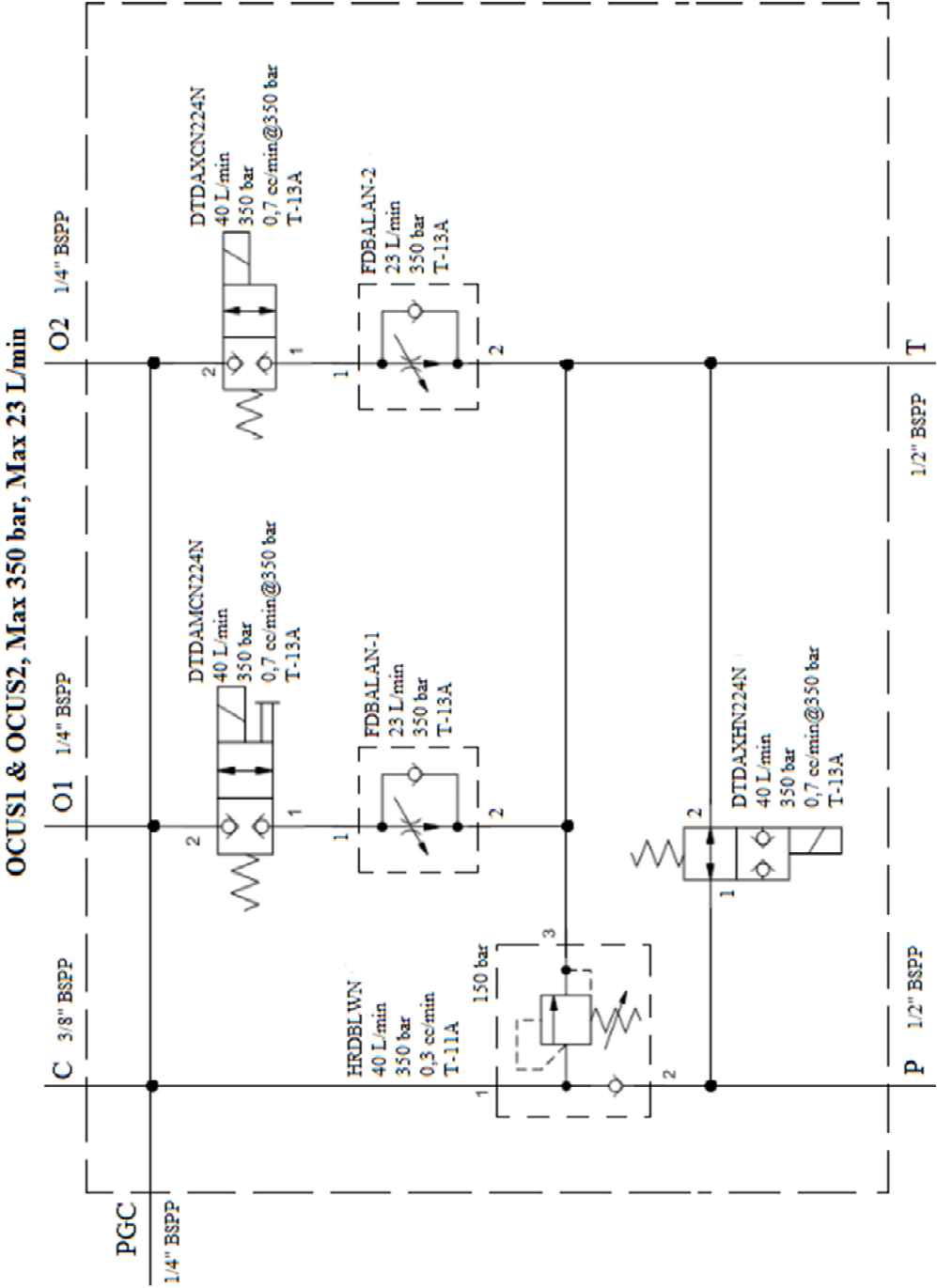
**IA3NL2** (Independent Actuators, 3 pcs, No Locked Cylinders,  
Position 2)

**IA4NLWPF** (Independent Actuators, 4 pcs, No Locked Cylinders, Without  
pressure relief valve and free flow valve)

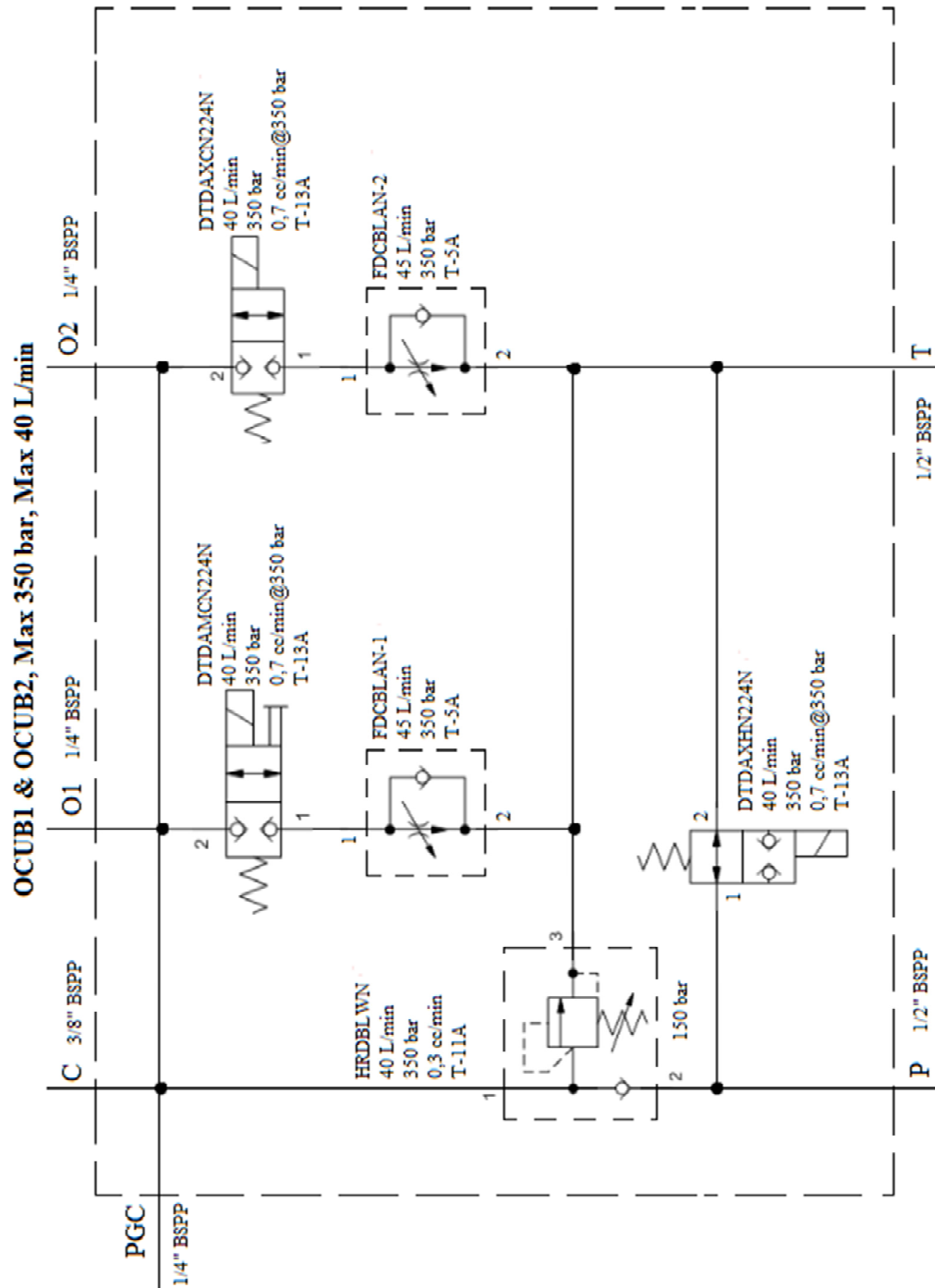
**IA4NLWPF1** (Independent Actuators, 4 pcs, No Locked Cylinders,  
Without pressure relief valve and free flow valve, Position 1)

**IA4NLWPF2** (Independent Actuators, 4 pcs, No Locked Cylinders,  
Without pressure relief valve and free flow valve, Position 2)

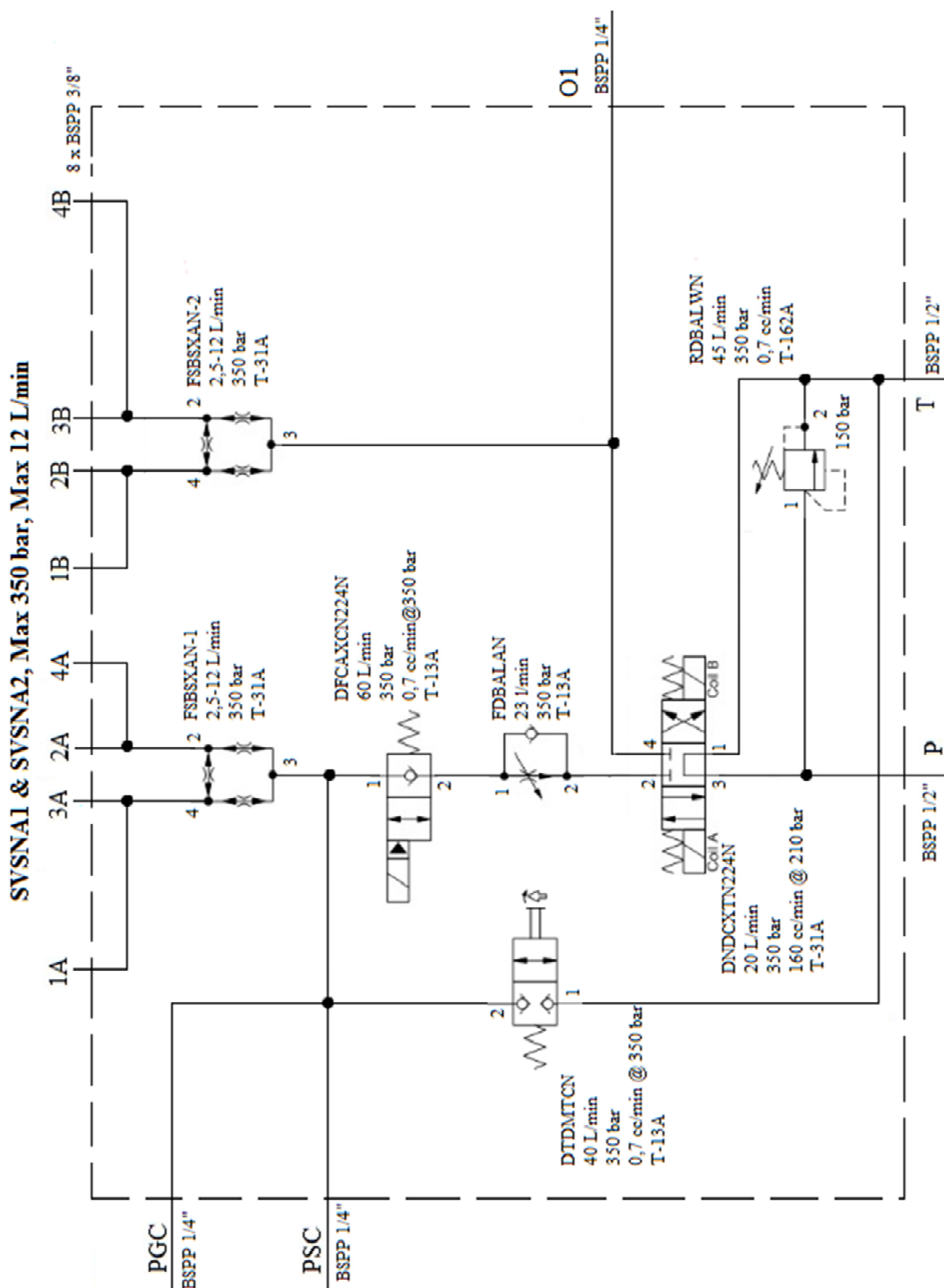
LIITE 6: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN OCUS-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO



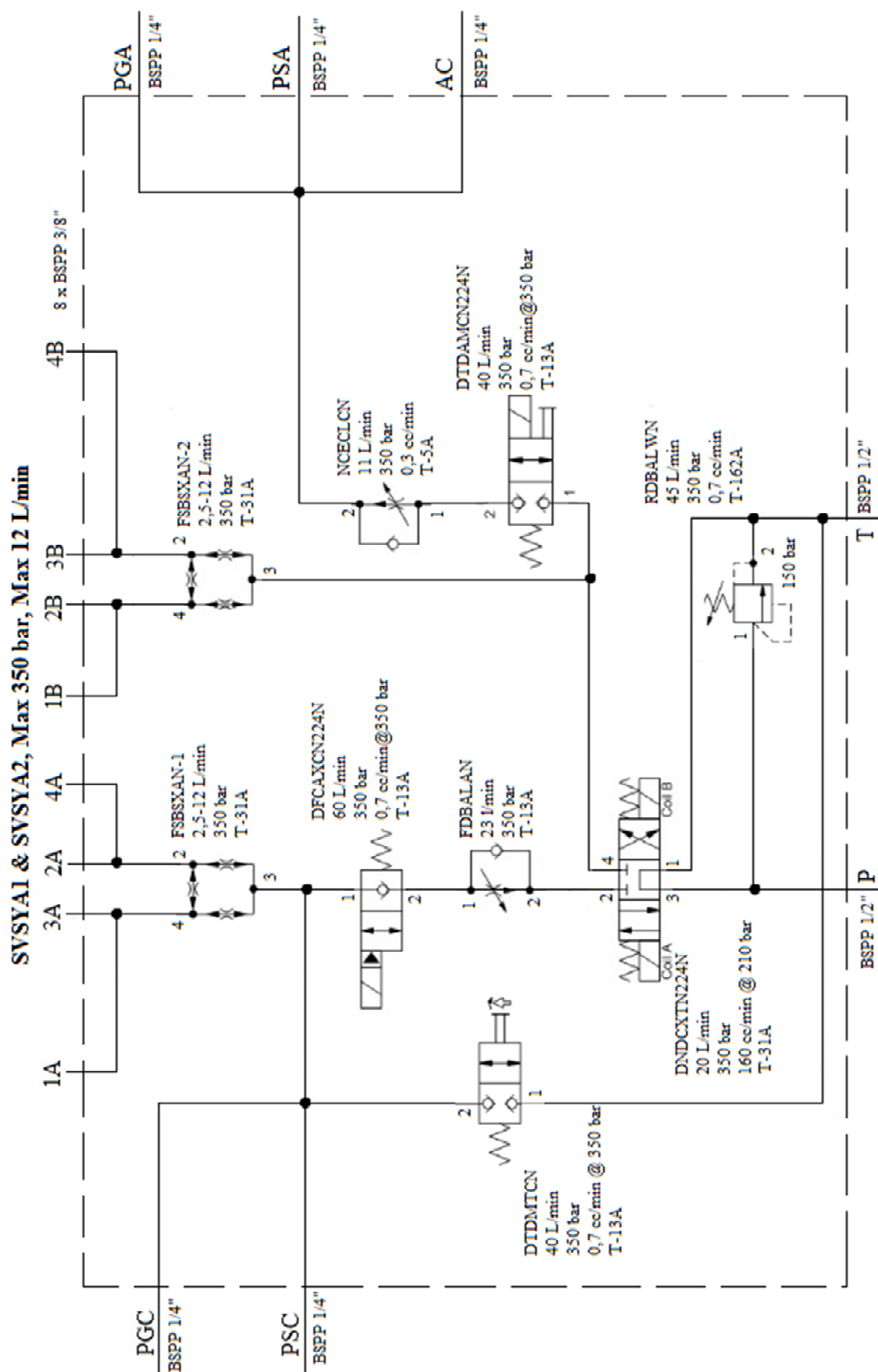
# **LIITE 7: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN OCUB-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO**



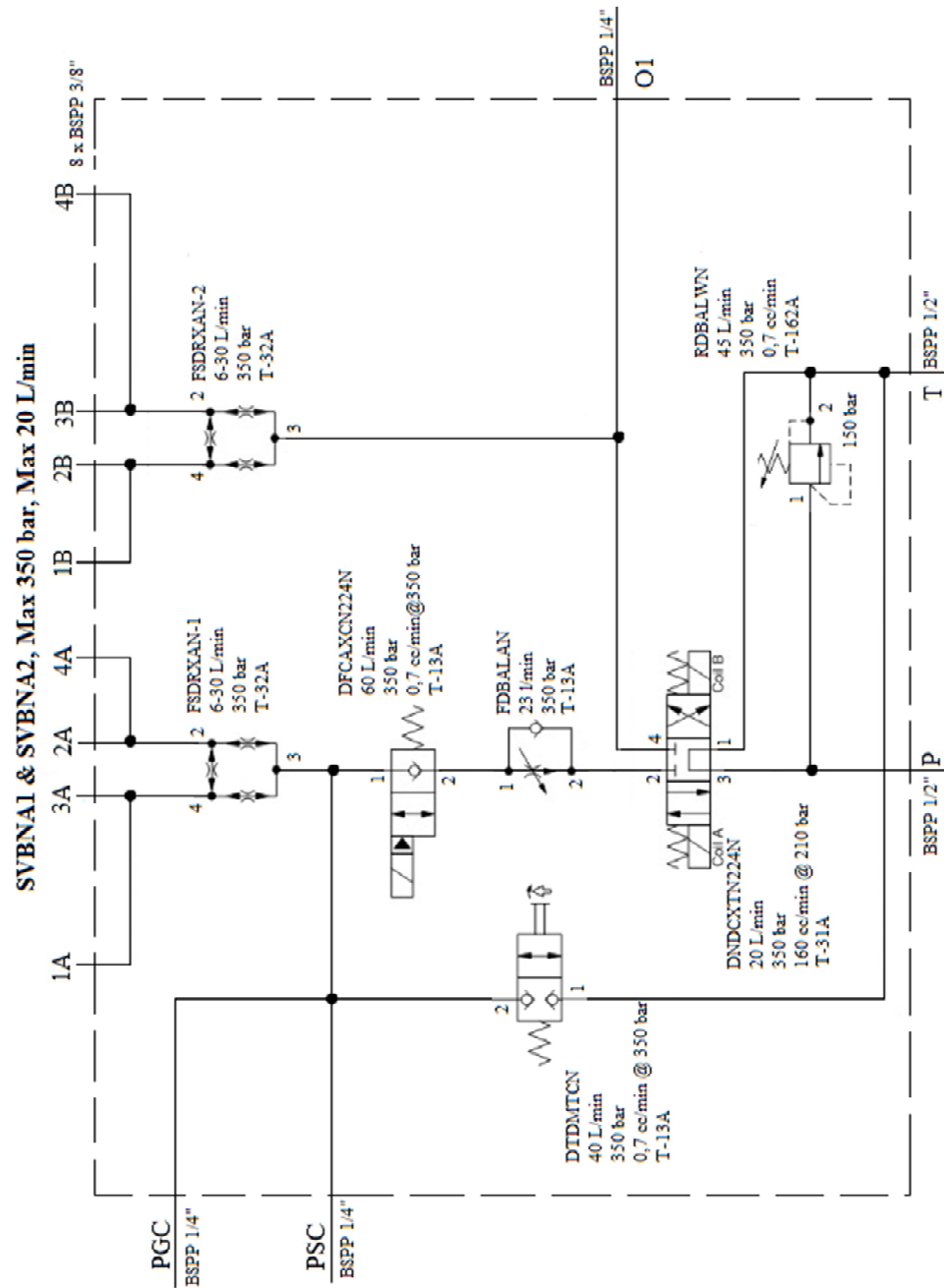
# **LIITE 8: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN SVSNA-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO**



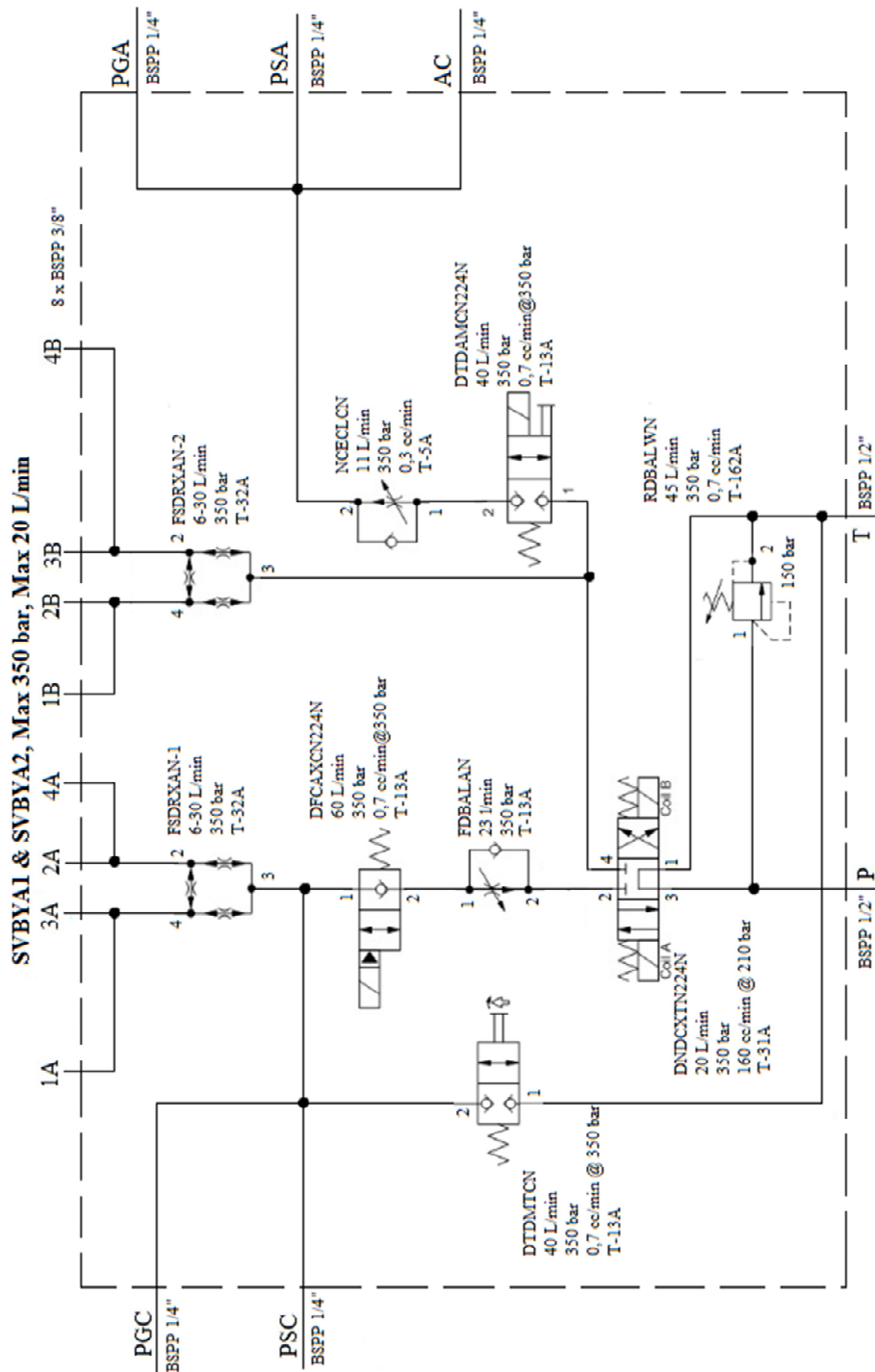
# **LIITE 9: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN SVSYA-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO**



# **LIITE 10: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN SVBNA-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO**

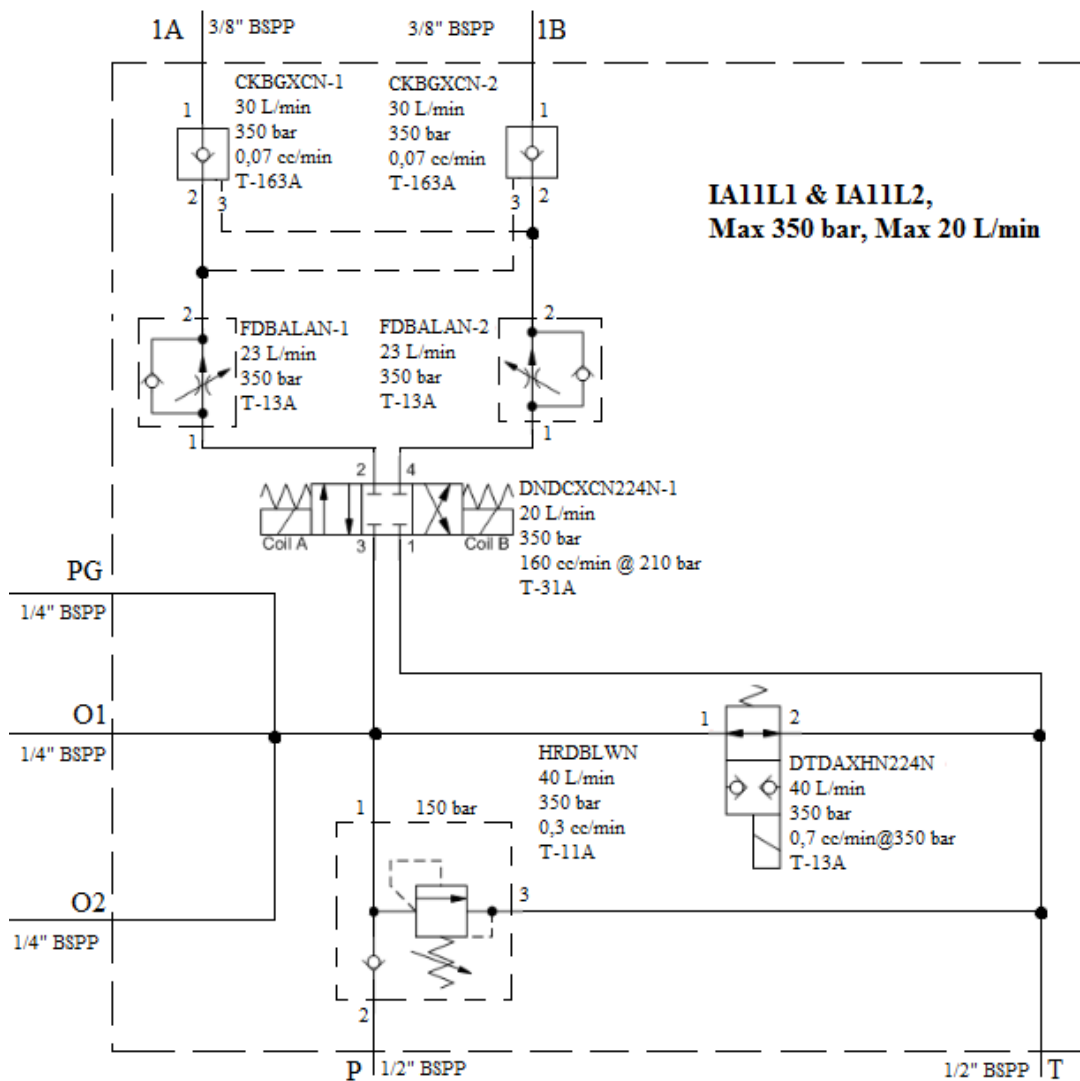


# LIITE 11: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN SVBYA-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO

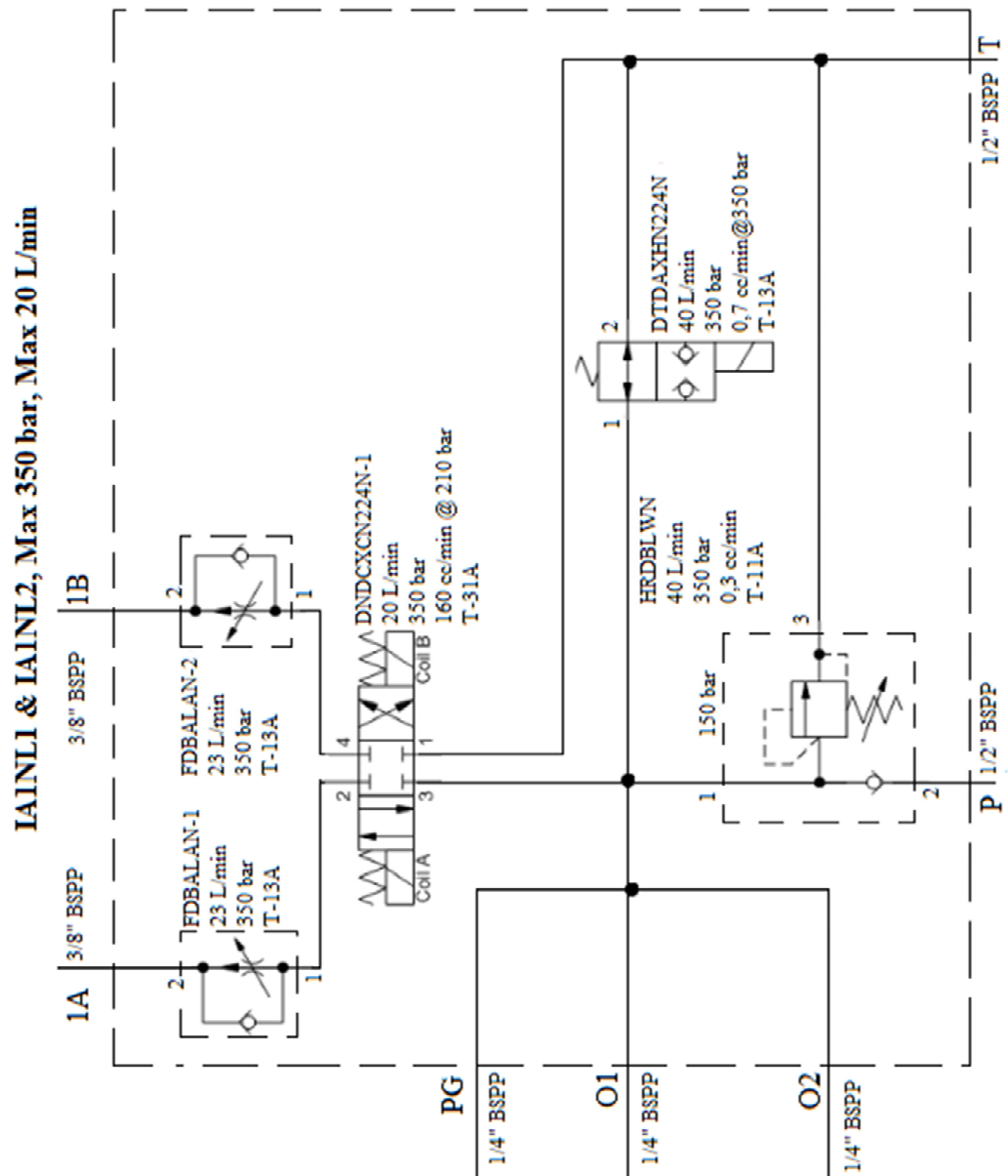




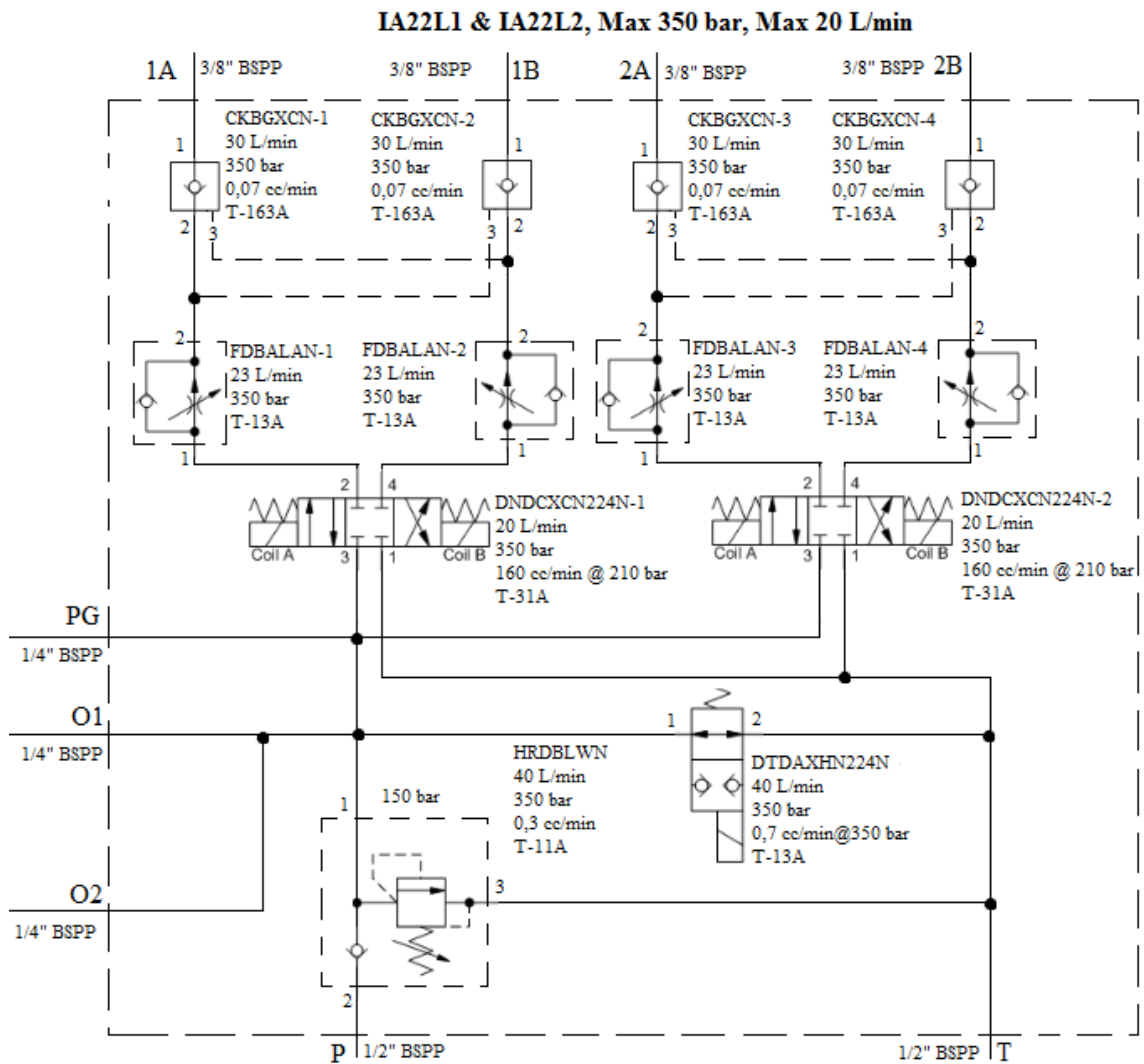
## LIITE 12: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN IA11L-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO



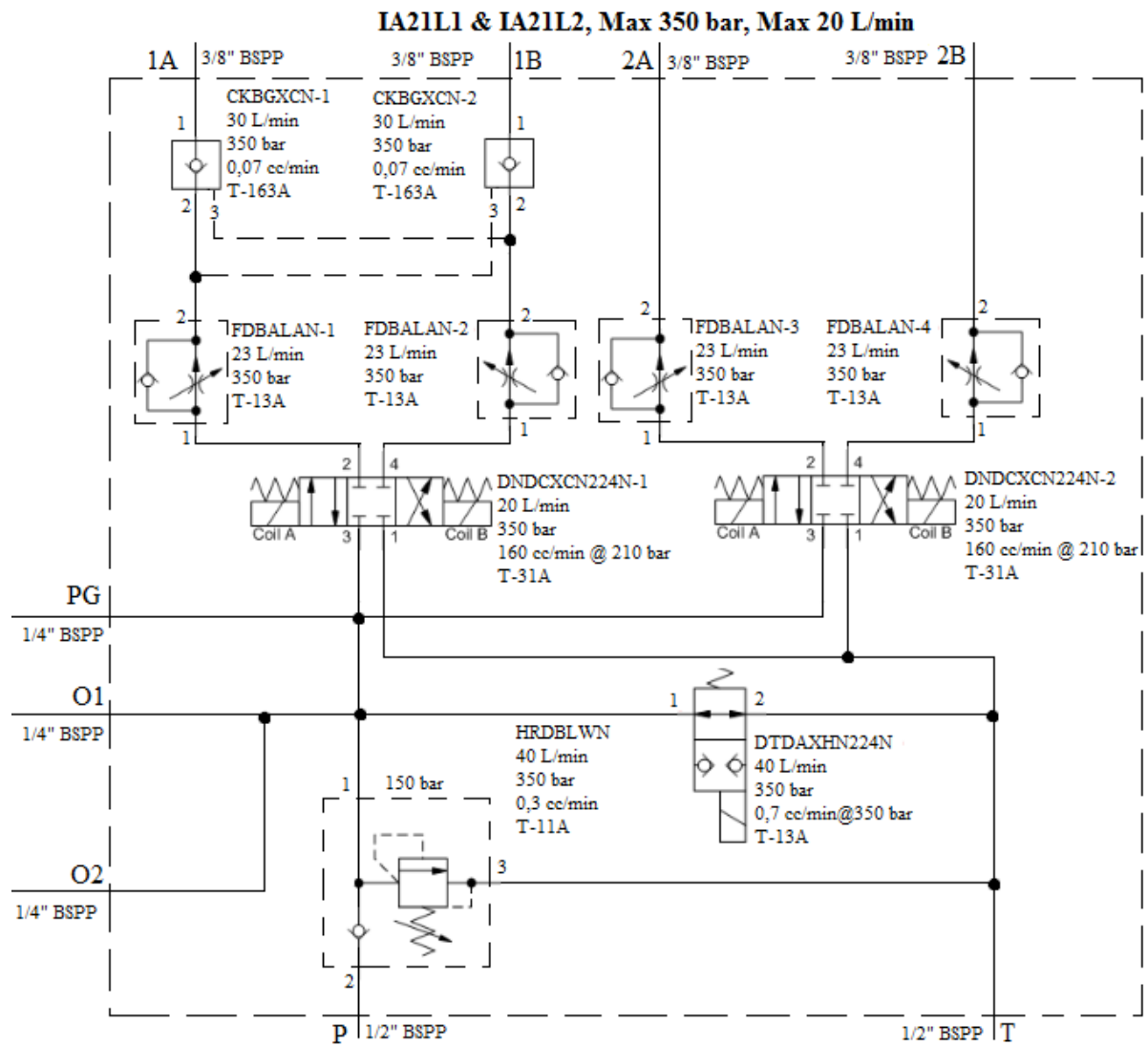
# **LIITE 13: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN IA1NL-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO**



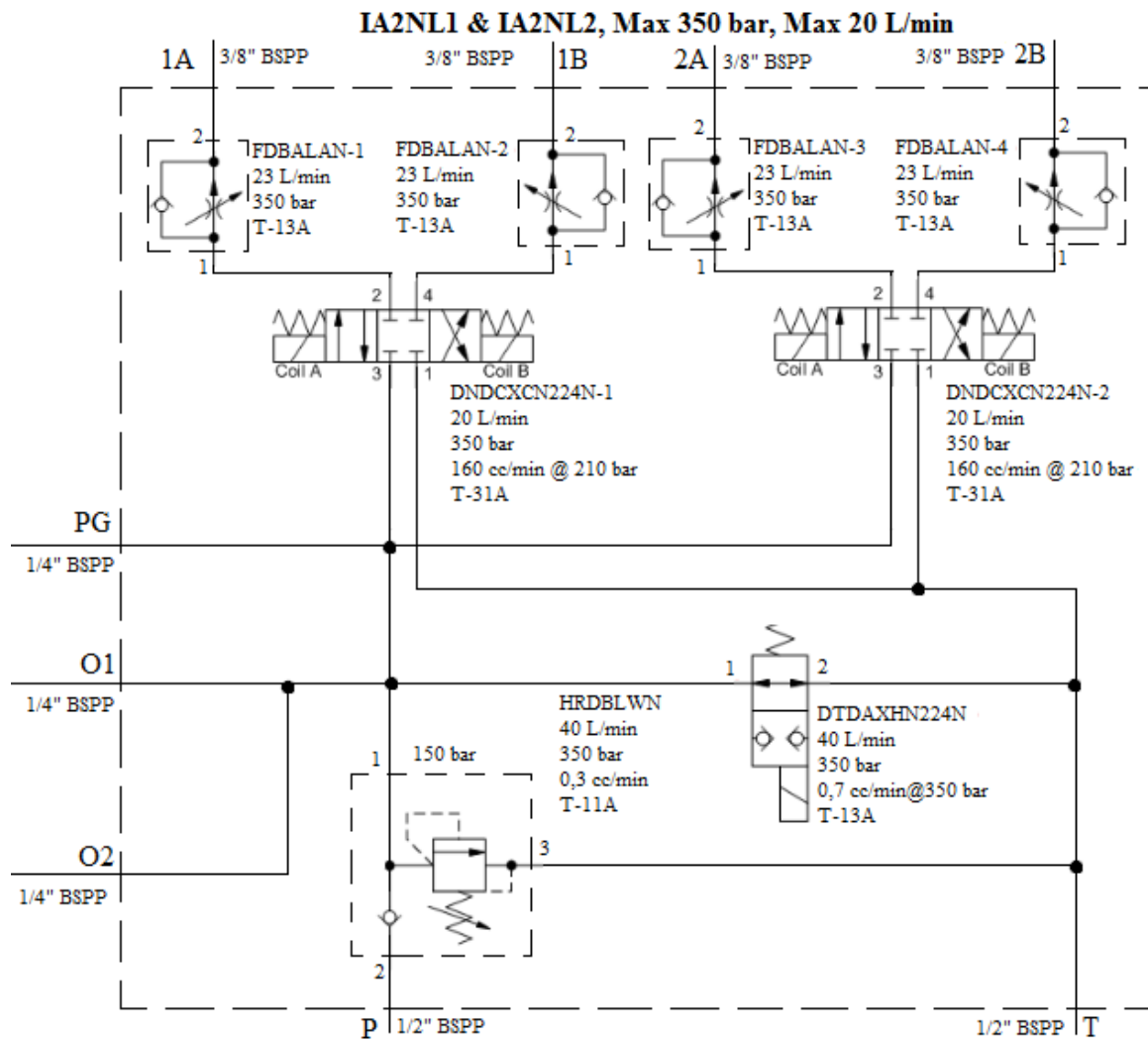
# LIITE 14: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN IA22L-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO



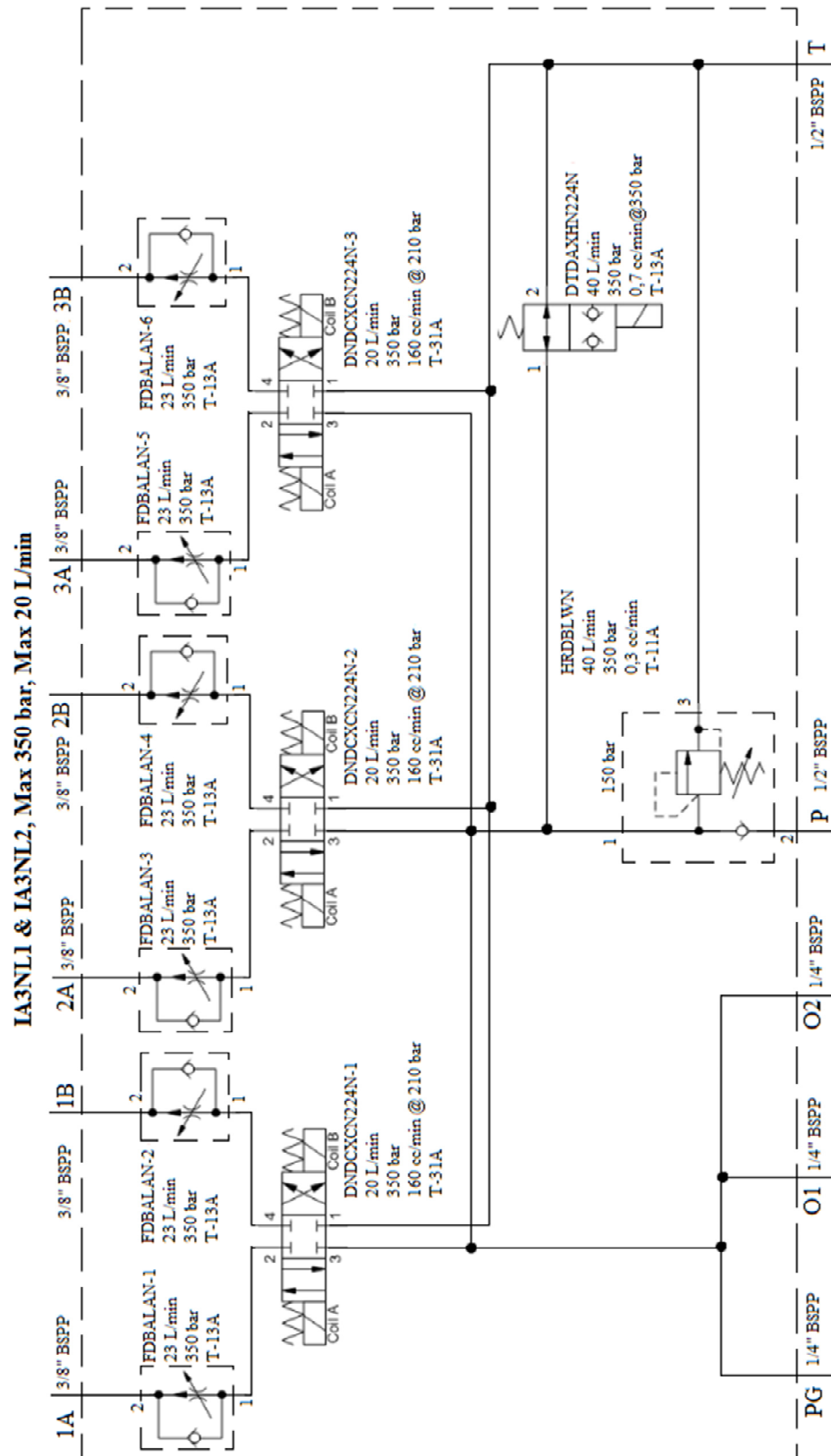
# LIITE 15: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN IA21L-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO



# **LIITE 16: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN IA2NL-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO**



# **LIITE 17: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN IA3NL-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO**



# **LIITE 18: LOHKOVENTTIILEIDEN SOLVING-STANDARDIN IA4NLWPF-LUOKAN HYDRAULIKAAVIO**

**IA4NLWPF1 & IA4NLWPF2, Max 350 bar, Max 20 L/min**

